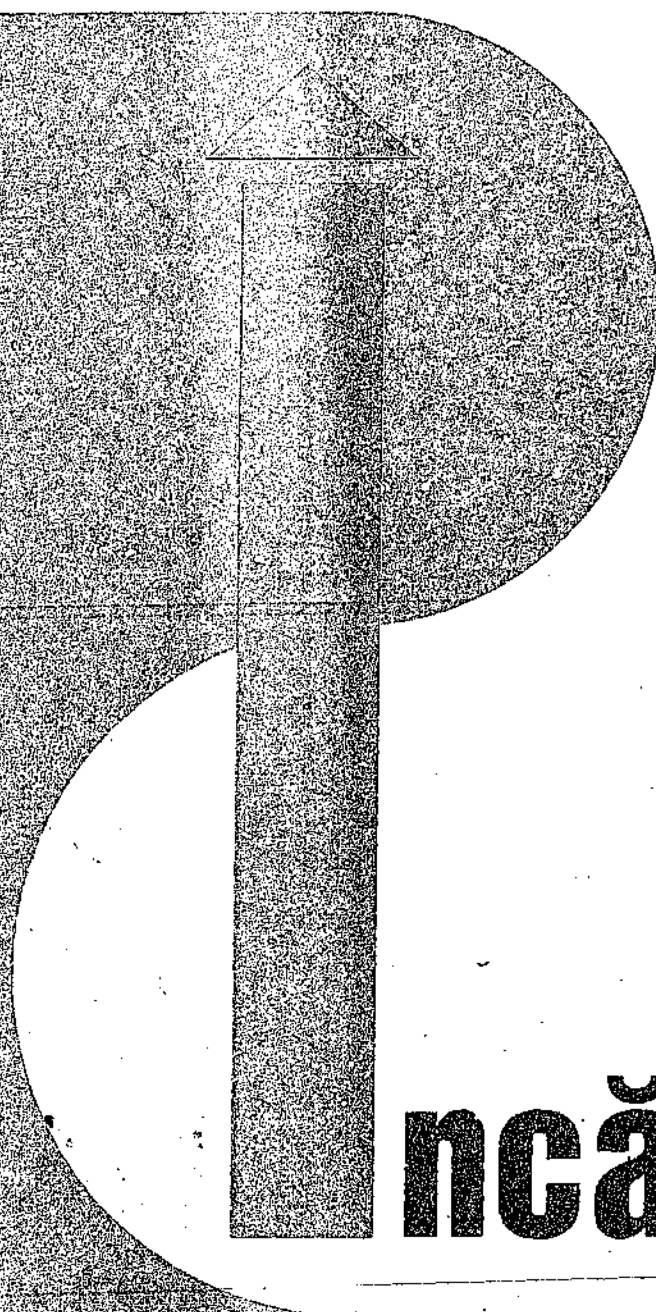
Asociația Inginerilor de Instalații din România

Încălzire

manualul de INSTALAȚII

EDITURA ARTECNO BUCUREȘTI

Asociația Inginerilor de Instalații din România



Încălzire

manualul de INSTALAȚII

EDITURA ARTECNO BUCUREȘTI

Coordonator: Prof. univ. dr. ing. Mihai ILINA

Autori:

Prof. univ. dr. ing. Mihai ILINA: 1 (1.1; 1.3; 1.6; 1.7); 3; 4 (4.1; 4.5); 6 (6.3; 6.6; 6.7); 8
Ing. Dan BERBECARU: 1 (1.2; 1.4); 4 (4.8; 4.10)
Conf. dr. ing. Gabriel STAN: 1 (1.5)
Ing. Mihaela GEORGESCU: 2 (2.1; 2.2; 2.3; 2.4)
Prof. univ. dr. ing. Miron POPESCU: 4 (4.2)
Conf dr. ing. Octavia COCORA: 4 (4.3; 4.4); 5 (5.4)
Prof. univ. dr. ing. Dragoş HERA: 4 (4.6)
Ing. Rodica GABREANU: 4 (4.7)
Dr. ing. Florin IORDACHE: 4 (4.9)
Prof. univ. dr. ing. Costică BRANDABUR: 5 (5.1; 5.2; 5.3)
Şef lucrări ing. Dan Paul STĂNESCU: 5 (5.5)
Prof. univ. dr. ing. Nicolae ANTONESCU: 5 (5.5; 5.6)
Prep. ing. Nicolae N. ANTONESCU: 5 (5.5; 5.6)
Prof. univ. dr. ing. Vasile CALUIANU: 6 (6.2)
Ing. Tudor DRĂGĂNESCU: 6 (6.5)
Ing. Luminiţa DUMITRESCU: 7
Ing. Gabriel IVANESCU: 6 (6.7); 9
Prof. univ. dr. ing. Maria CRĂCIUN: 10 (10.1; 10.2)
Ing. Mihaela VULPESCU: 10 (10.3)
Ing. Gheorghe DABELA: 10 (10.4)
Şef lucrări ing. Rodica FRUNZULICĂ: 11 (11.1; 11.2; 11.4)
Şef lucrări ing. Mirela Sanda ŢOROPOC: 11 (11.3)
Prof. univ. dr. ing. Mircea BELDIMAN: 12; 13
Dr. ing. Alexandru COSTACHEL: 6 (6.1; 6.4)
Ing. Alexandru CIMPOIA: 6 (6.7)

Coordonare şi recenzie ştiinţifică:

Ing. Achile PETRESCU
Prof. onor. dr. ing. Liviu DUMITRESCU
Membru al Academiei Central Europene de Ştiinţă şi Artă;
Doctor Honoris Causa al Universităţii Tehnice de Construcţii Bucureşti

Coordonare editorială: Director General ing. Doru PETRESCU

Tehnoredactare:

Cristian POPESCU;
Constanţa RĂSUCEANU;
Elena DOROFTEI;
Răzvan ANISOIU

MANUALUL DE INSTALAŢII
ISBN 973-85936-0-3
Instalaţii de încălzire
ISBN 973-85936-1-1


Asociaţia Inginerilor de Instalaţii din România

CUPRINS

I. INSTALAŢII DE ÎNCĂLZIRE

I. Instalații de încălzire

Capitolul 1
Probleme generale

1.1. Importanța instalațiilor de încălzire

Principalul rol al instalațiilor de încălzire este de a asigura în perioada rece temperatura optimă în încăperi, acolo unde omul locuiește sau își desfășoară activitatea productivă. Instalațiilor de încălzire le revin rolul ca procesul destul de complex al schimbului de căldură și masă între om și mediul înconjurător să se desfășoare fără urmări negative asupra organismului.

Acestea participă activ la realizarea bilanțului energetic al unei încăperi, acoperind pierderile prin căldura cedată de sistem, asigurând astfel, pentru om, condițiile de termoneutralitate senzorială (lipsa senzației de cald sau de rece).

Aproximativ 40 % din energia primară este folosită sub formă de energie termică pentru nevoile gospodărești din construcțiile de locuit și sectorul terțiar (clădiri administrative, social culturale etc.), din care, 2/3 pentru încălzire. Este evident că aceste consumuri sunt destul de ridicate, ceea ce face ca rolul instalațiilor de încălzire să fie la același nivel având în vedere că, de modul în care aceste instalații sunt proiectate și exploatate, depinde consumul de energie și eficiența lor economică.

Odată cu creșterea gradului de confort în clădiri, specialiștii care se ocupă cu asigurarea lui sùnt obligați a lua o serie de măsuri apelând la: găsirea de aparate moderne performante, o nouă concepție privind proiectarea în instalațiile de încălzire, soluții moderne de încălzire, o exploatare și o gestionare eficientă prin comandă automată etc.

Instalațiilor de încălzire, fiind mari consumatoare de energie, le revin și rolul de a utiliza rațional și eficient această energie. Se impun o serie de măsuri începând cu consumatorii și terminând cu sursa termică.

La consumatori este necesar să se asigure soluții de încălzire adecvate, în concordanță cu potențialul actual al tehnicii (aparate de încălzire moderne, soluții de încălzire eficiente etc.).

Sursa termică trebuie să fie echipată, de asemenea, cu aparatură performantă, producerea de energie termică să se facă cu consum redus de combustibil, iar întregul proces să fie automatizat.

Rolul instalațiilor de încălzire nu se rezumă numai la proiectarea și realizarea de soluții moderne și eficiente, ci și la modul în care acestea sunt exploatate, respectiv, modul în care se face gestiunea energiei consumate. De aceea, pe lângă soluțiile adoptate, se cere ca ele să fie urmărite continuu atât în ceea ce privește condițiile pe care le realizează la consumatori cât și modul în care se realizează aceste condiții, adică cu ce consumuri de energie. În felul acesta se va realiza deziderații ca instalația de încălzire adoptată unei construcții date să-și îndeplinească rolul în totalitate, adică realizarea condițiilor de confort cu consumuri cât mai reduse de energie.

Față de cele menționate se poate concluziona că rolul unei instalații de încălzire este de a realiza:

- menținerea în încăperi a unei temperaturi cât mai uniforme, situată în jurul valorii cerute, atât în plan orizontal cât și în plan vertical;
- în încăperi, o temperatură a suprafețelor elementelor de construcții astfel încât să evite pe cât posibil fenomenul de radiație rece (schimb activ de căldură între om și aceste suprafețe) precum și fenomenul de condensare a vaporilor de apă pe suprafața acestor elemente;
- o reglare a temperaturii interioare în funcție de necesități, ținând totodată seama de inerția termică a elementelor de construcții;
- o încălzire fără poluarea aerului din încăperi (degajări de praf, noxe, zgomote etc.), precum și fără poluarea mediului înconjurător;
- o încălzire fără curenți perturbatori ai aerului din încăpere;
- soluții eficiente și economice atât din punct de vedere al instalațiilor cât și al exploatării.

1.2. Exigențe de calitate

1.2.1. Calitatea unei construcții

Definirea noțiunilor de:

- performanță - comportarea unui produs în raport cu utilizarea lui; produsul poate fi construcția în ansamblul ei sau o parte a acesteia ca, de exemplu, instalația de încălzire;
- exigență a utilizatorului - cerință, necesitate a utilizatorului față de construcția (instalația) ce trebuie realizată;
- criteriu de performanță - enunțarea unui principiu de apreciere, eventual cu indicarea valorilor numerice, în raport cu care se evaluează îndeplinirea unei exigențe.

Calitatea unei construcții este rezultanta totalității performanțelor de comportare a acesteia în exploatare, în scopul satisfacerii, pe întreaga durată de existență, a exigențelor utilizatorilor și colectivităților.

Rolul proiectantului este, în primul rând, de a identifica exigențele utilizatorilor, apoi, de a găsi soluțiile care satisfac cât mai deplin aceste exigențe, ținând cont de diverși agenți care acționează asupra clădirii: agenți climatici, agenți proveniți din ocuparea clădirii etc., totul în condiții normale de economicitate.

1.2.2. Exigențe de calitate ale instalațiilor de încălzire centrală

Calitatea poate fi definită cu ajutorul următorului set de exigențe:

a) confortul termic;
b) adaptarea la utilizare;
c) izolarea termică și economia de energie;
d) igiena, sănătatea oamenilor, refacerea și protecția mediului;
e) siguranța în exploatare;
f) siguranța la foc;
g) rezistența și stabilitatea;
h) durabilitatea;
i) etanșeitatea;
j) protecția împotriva zgomotului (confortul acustic);
k) puritatea aerului;
l) confortul vizual;
m) confortul tactil;
n) confortul antropodinamic;
o) economicitatea.

În aprecierea unei instalații de încălzire, unele dintre aceste categorii de exigențe au o importanță mai mare, iar altele mai mică. Astfel, confortul termic, adaptarea la utilizarea și economia de energie sunt exigențele care trebuie îndeplinite cu prioritate de către instalație; de asemenea, au o importanță majoră siguranța în exploatare, siguranța la foc, rezistența și stabilitatea, etanșeitatea, sănătatea oamenilor și protecția mediului.

Legea privind calitatea construcțiilor prevede obligativitatea realizării și menținerii, pe întreaga durată de existență a unei construcții și a instalațiilor aferente, a unor niveluri de performanță corespunzătoare pentru categoriile de exigențe: c, d, e, f, g, j. Este clar că specificul instalațiilor de încălzire impune includerea în această clasă de obligativitate cel puțin și a categoriilor de exigențe a și b. Evaluarea îndeplinirii unei exigențe se face cu ajutorul unuia sau mai multor criterii de performanță.

Exemplificativ, pentru exigențele a, b și c vor fi indicate criteriile de performanță corespunzătoare, urmând ca ghidurile de performanță să trateze aceste probleme și în detaliu.

- Exigența confortul termic

Criterii de performanță:

- temperatura interioară a aerului [°C];
- stabilitatea și uniformitatea temperaturii interioare a aerului [°C];
- temperatura interioară rezultantă [°C];
- ecartul de temperatură, pe verticală, între nivelul capului și nivelul gleznelor [K];
- indicele global de confort termic;
- viteza curenților de aer [m/s];

- umiditatea relativă a aerului [%].
• Exigența adaptarea la utilizare
Criterii de performanță:
- măsuri care să permită reglarea sarcinii termice de încălzire în funcție de parametrii climatici exteriori;
- aparatură de măsură și control pentru cunoașterea parametrilor instalației de încălzire;
- stabilitatea hidraulică a rețelei;
- condiții și măsuri care permit ca instalația să facă față unor situații speciale: extinderi, funcționare parțială, avarii;
- măsuri care să permită o bună integrare a instalației în clădirea deservită.
• Exigența izolarea termică și economia de energie
Criterii de performanță:
- rezistența termică a elementelor de construcții care constituie anvelopa clădirii [$m^2 \cdot K/W$];
- necesarul specific global de căldură pentru încălzire al clădirii [$W/m^3 \cdot K$]
- randamentul energetic al utilajelor (cazane, pompe etc.) [%];
- randamentul termoizolației conductelor [%];
- eficiența termică a suprafețelor de schimb de căldură ale corpurilor de încălzire și schimbătoarelor de căldură [$W/m^2 \cdot K$];
- energia înglobată în instalație [J].

Observație: primele două criterii de performanță sunt proprii construcției, dar au implicații majore în dimensionarea instalației de încălzire.

1.3. Clasificarea instalațiilor de încălzire

Instalațiile de încălzire se pot clasifică după mai multe criterii și anume:
- modul în care se face transmisia căldurii: încălzire prin convecție, radiație;
- natura agentului termic: încălzire cu apă caldă, apă fierbinte, abur cu presiune joasă, abur cu presiune medie, aer cald;
- modul de amplasare a sursei termice: încălzire locală, centrală și la distanță;
- natura energiei utilizate: încălzire cu energie convențională (combustibili fosili: gazoși, lichizi, solizi), încălzire cu energii neconvenționale (energie solară, energie geotermală, biomasă etc.), încălzire electrică, încălzire cu pompe de căldură, instalații de recuperare a căldurii reziduale;
- modul în care se asigură parametrii din interiorul încăperilor: încălzire normală și încălzire de gardă.

1.4. Reglementări privind proiectarea și realizarea instalațiilor de încălzire

1.4.1. Încadrarea construcțiilor și instalațiilor aferente în mediul construit al localității

1.4.1.1 Autorizația de construire

Construcțiile și instalațiile se pot realiza numai pe baza unei autorizații de construire.

Autorizația de construire este actul de autoritate al administrației locale pe baza căruia se asigură aplicarea măsurilor legale referitoare la amplasarea, executarea și funcționarea construcțiilor.

Se pot executa fără autorizație de construire doar unele lucrări de reparații la construcții și reparațiile la instalații și la echiparea tehnico-sanitară a clădirilor, fără implicații asupra structurii de rezistență sau a aspectului arhitectural al acestora.

Autorizația de construire se eliberează de către prefecturi sau primăriile de municipiu, oraș sau comună, în funcție de importanța construcției și de amplasament.

În ceea ce privesc instalațiile, intră sub incidența autorizației de construire următoarele: instalațiile interioare de încălzire centrală a clădirilor (autorizarea referindu-se în acest caz la ansamblul clădirii încălzite), centralele termice și punctele termice realizate în construcții independente, gospodăriile de combustibil care deservesc centralele termice, rețelele termice exterioare.

Desființarea construcțiilor și instalațiilor aferente, precum și a dotărilor tehnico-edilitare (centrale și puncte termice, rețele termice aeriene sau subterane) se face pe baza unei autorizații de desființare, obținută în prealabil, eliberată de primării sau prefecturi, după caz.

Cererea de eliberare a autorizației de construire trebuie însoțită de un certificat de urbanism, emis de către organele competente, cu respectarea următoarelor reglementări de urbanism și amenajare a teritoriului:
- regulamentul general de urbanism;
- planul urbanistic general (PUG) și planul urbanistic zonal (PUZ);
- planul urbanistic de detaliu (PUD);
- regulamentul local de urbanism.

Aceste documente se elaborează, în principal, de către arhitecți și specialiști în plan general, dar la ele contribuie și inginerii de instalații de încălzire, prin probleme specifice ale profesiei lor.

1.4.1.2 Planuri urbanistice

PUG și PUZ stabilesc strategia și prioritățile privind dezvoltarea localității în ansamblul ei, respectiv a unei zone distincte din aceasta. PUG, PUZ cuprind, în mod obligatoriu, soluții privind îmbunătățirea asigurării încălzirii locuințelor, edificiilor publice și unităților productive ale localității (dotarea corespunzătoare a surselor termice, asigurarea rezervelor de combustibil, reabilitarea și modernizarea rețelelor termice existente, extinderea sistemului de alimentare cu căldură a localității, dispecerizarea și telegestiunea sistemului etc.)

PUD stabilește condițiile de amplasare și de execuție pe un anumit teren a uneia sau mai multor construcții cu destinație precizată, ținând seama de particularitățile generale de teren, de vecinătățile acestuia și de cerințele funcționale. PUD prezintă intervențiile asupra sistemului de alimentare cu căldură din zona studiată și evaluează implicațiile acestora în ansamblul sistemului. Se dau soluții pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor care pot fi după caz, de la o sursă proprie (centrală termică de imobil), de la centrală termică de cartier sau de zonă, de la un punct termic racordat la termoficare etc. Se precizează sarcinile termice, parametrii agenților termici, echiparea surselor termice, tipul de combustibil utilizat, condițiile de exploatare și de întreținere etc.

Toate planurile urbanistice evidențiază măsurile de protecție și conservare a mediului având în vedere pericolele de poluare a mediului de către componentele sistemului de alimentare cu căldură (centrale termice, gospodării de combustibil, rețele termice exterioare).

1.4.1.3 Avize și acorduri

Realizarea unei construcții în ansamblul ei este condiționată de obținerea unor avize și acorduri de la organele competente ale administrației locale și centrale. În plus, instalațiile de încălzire centrală și de alimentare cu căldură necesită obținerea unor avize specifice de la forurile în drept.

Unele dintre principale avize și acorduri sunt:
• certificatul de urbanism, care cuprinde elemente privind regimul juridic, economic și termic al terenurilor și construcțiilor; el este emis de către primării sau prefecturi, după caz;
• acordul energetic care constituie baza pentru montarea de noi instalații consumatoare de combustibil și energie pentru obiective de investiții și modernizarea, extinderea sau retehnologizarea celor existente.

Acordul energetic este emis, după caz, de către:

a) Agenția Română pentru Conservarea Energiei (ARCE), pentru utilizarea combustibililor lichizi, solizi și gazoși, pentru utilizarea energiei termice din

centralele electrice de termoficare sau centrale termice cu debite orare de căldură mai mari de 5,8 MW și pentru utilizarea resurselor energetice refolosibile și a surselor noi de energie;

b) S.C. Electrica S.A, pentru utilizarea energiei termice din centrale electrice de termoficare sau centrale termice aflate în administrarea sa, cu debite orare de căldură mai mici de 5,8 MW;

c) S.C. Distrigaz Sud (Nord) S.A, pentru utilizarea gazelor naturale pentru instalațiile de încălzire a locuințelor individuale (centrală termică sau sobă) și pentru producerea apei calde de consum;

• avizul de racordare la furnizorul de energie termică care stabilește soluția de alimentare cu energie termică a consumatorilor precum și condițiile tehnice, organizatorice și de tarife aferente.

Avizul este emis de către agentul economic care furnizează energia termică la consumator; el poate fi producător de energie termică sau numai distribuitor;

• acordul de mediu care este actul tehnico-juridic prin care sunt stabilite condițiile de realizare a unui proiect sau a unei activități din punct de vedere al impactului asupra mediului. Acordul de mediu se emite, după caz, de către MAPPM sau Agenția de Protecția Mediului și este obligatoriu pentru următoarele obiective din domeniul alimentării cu căldură: instalații termoenergetice, instalații geotermice și rezervoare destinate stocării de combustibili;

• autorizația de mediu care este actul prin care sunt stabilite condițiile și parametrii de funcționare pentru activitățile existente și pentru cele noi pe baza acordului de mediu; ea se emite de către Agenția de Protecția Mediului. Pentru a se putea emite acordul de mediu sau autorizația de mediu este necesar să se realizeze, în prealabil, un studiu de impact asupra mediului pentru următoarele obiective din domeniul alimentării cu căldură:

a) centrale termice destinate producției de energie cu putere mai mare de 10 MW;
b) instalații geotermice;
c) rezervoare de stocare a combustibilului lichid pentru centrale termice;
d) depozite de cărbune pentru centrale termice;

• avize pentru asigurarea utilităților pentru centrale și puncte termice: energia electrică, gaze, apă, racordare la canalizare, telecomunicații etc.; avizele se emit de către agenții economici care asigură utilitățile;

• alte avize și acorduri (pompieri, protecția muncii, sănătate etc.).

1.4.2. Reglementări tehnice pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de încălzire centrală

Realizarea unei instalații de încălzire este guvernată de o serie de reglementări tehnice și prescripții, pe tot ciclul ei de viață, de la proiectare până la demolare și postutilizare. Categoriile de reglementări care acționează în acest domeniu sunt:

- acte legislative (legi, decrete, hotărâri și ordonanțe);
- normative;
- ghiduri, regulamente, instrucțiuni;
- standarde.

Principalele acte legislative sunt: legea privind calitatea în construcții (nr. 10/1995), legea privind autorizarea executării construcțiilor (nr. 50/1991), legea privind protecția mediului (nr. 137/1995), legea energiei etc.

Activitatea de proiectare, execuție și exploatare a instalațiilor de încălzire este reglementată, în primul rând, de următoarele normative:

• I 13-1994 Normativul pentru proiectarea și executarea instalațiilor de încălzire centrală;
• I 13/1-1996 Normativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire centrală.

O serie de alte normative și norme au aplicabilitate și în domeniul instalațiilor de încălzire, cum sunt: Normele generale de prevenire și stingere a incendiilor (1994), Norme tehnice de proiectare în realizarea construcțiilor privind protecția la acțiunea focului (P 118-83), Normativ privind proiectarea clădirilor civile din punct de vedere al cerinței de siguranță în exploatare (CE 1-1995), Normele generale de protecție a muncii (1996), Normativ pentru proiectarea antiseismică a construcțiilor de locuințe, social-culturale, agrozootehnice și industriale (P 100-1992) etc.

Conceperea și realizarea instalațiilor de încălzire centrală trebuie să se bazeze pe standardele în vigoare, dintre care, cele mai importante sunt:

• STAS 1907/1 Instalații de încălzire. Calculul necesarului de căldură. Prescripții de calcul;

• STAS 1907/2 Instalații de încălzire. Calculul necesarului de căldură. Temperaturi interioare convenționale de calcul;

• STAS 4839 Instalații de încălzire. Numărul anual de grade-zile;

• STAS 7132 Instalații de încălzire centrală. Măsuri de siguranță la instalația de încălzire centrală cu apă având temperatura maximă de 115 °C;

• STAS 1797/1 Dimensionarea corpurilor de încălzire. Prescripții generale.

• STAS 6472/3 Termotehnica. Calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor.

1.4.3. Tema de proiectare

Proiectul instalației de încălzire centrală se elaborează pe baza unei teme de proiectare, temă care face parte din fazele inițiale de proiectare, SPF și SF. Înainte de a se trece la elaborarea fazei PT, tema de proiectare se definitivează de către șeful de proiect complex pe baza cerințelor beneficiarului și prin conlucrare între proiectanții de specialitate: arhitectul sau tehnologul - inginerul de structuri - inginerii de instalații de alte specialități.

Tema de proiectare pentru instalația de încălzire precizează:

- amplasarea clădirii (localitatea, planul de amplasare în zonă);
- tipul și destinația clădirii și a încăperilor componente (planurile de arhitectură, la scara 1:50, cu specificarea dimensiunilor și destinațiilor încăperilor condiții speciale de confort termic;
- caracteristicile constructive ale clădirii (materialele de construcții folosite și caracteristicile lor termotehnice; detalii constructive, secțiuni prin clădire);
- date privind caracteristicile procesului tehnologic și amplasarea utilajelor, în cazul clădirilor de producție sau al unor clădiri civile ca: spitale, magazine alimentare, spălătorii etc.;
- regimul de funcționare și de exploatare a clădirii, gradul de ocupare; necesitatea unei gestiuni tehnice;
- date de temă de la celelalte instalații: ventilare, climatizare, sanitare, gaze, electrice;
- date privitoare la sursa termică: posibilitățile de racordare la o sursă termică existentă în zonă (debit de căldură disponibil, parametrii agentului termic) sau necesitatea proiectării unei surse proprii;
- cotele de teren (ridicarea topometrică) si date privind natura solului (studiul geo) pentru traseul rețelelor exterioare.

Proiectantul instalației de încălzire centrală trebuie, la rândul său, să dea celorlalți proiectanți date de temă concretizate în planuri cu golurile de trecere a conductelor, planuri cu amplasamentul utilajelor - pentru postamente, necesarul de energie electrică și combustibil pentru alimentarea utilajelor, racordul de apă pentru umplerea instalațiilor sau stația de tratare a apei de alimentare a cazanelor etc.

1.4.4. Faze de proiectare și conținutul proiectelor

Documentațiile tehnico-economice pentru obiective de investiții se elaborează în următoarele faze:

- studiul de prefezabilitate - SPF;
- studiul de fezabilitate - SF;
- proiect tehnic - PT;
- detalii de execuție - DE.

1.4.4.1 Studiul de prefezabilitate

Studiul de prefezabilitate reprezintă documentația tehnico-economică prin care investitorul fundamentează necesitatea și oportunitatea realizării obiectivului de investiție. SPF se întocmește de către investitor, se aprobă de către conducerea acestuia și cuprinde:

• date generale ale obiectivului de investiție;

• date tehnice: caracteristicile construcțiilor, principalele utilaje de dotare a construcțiilor (cazane de încălzire etc.), lungimile și diametrele rețelelor, modul de asigurare al utilităților;

• evaluarea costurilor: valoarea totală a investiției, cheltuieli pentru elaborarea SPF și SF, cheltuielile pentru obținerea avizelor;

• surse de finanțare a investiției;

• planul de amplasare în zonă și planul general; în planul general realizat, de regulă, la scara 1:1000 se evidențiază sursele termice (centrale și puncte termice) și traseele rețelelor termice exterioare.

1.4.4.2 Studiul de fezabilitate

Studiul de fezabilitate reprezintă documentația care cuprinde principalele caracteristici și indicatorii tehnico-economici ai investiției prin care trebuie să se asigure utilizarea rațională și eficientă a cheltuielilor materiale și de capital în scopul propus. SF se întocmește de către o firmă de proiectare specializată, desemnată, de regulă, prin licitație.

SF detaliază conținutul SPF și cuprinde:

• date generale;

• date tehnice; se descriu soluțiile adoptate pentru instalațiile de încălzire centrală, echiparea surselor termice, componența rețelelor termice (lungimi, diametre, materiale, condiții de pozare), soluțiile tehnice de asigurare a unităților;

- date privind forța de muncă ocupată după realizarea investiției;
- devizul general;
- indicatori tehnico-economici ai investiției;
- surse de finanțare;
- avize și acorduri;
- planul de amplasare în zonă și planul general;
- planuri de arhitectură pentru principalele obiecte de construcții; pe planuri se evidențiază funcțiunile de instalații: încăperea centralei termice, punctul termic sau racordul termic, traseul rețelelor termice, spații tehnice etc.

Aprobarea SF se face conform prevederilor legale și are în vedere asigurarea surselor de finanțare ale investiției.

1.4.4.3 Proiectul tehnic

Proiectul tehnic reprezintă documentația scrisă și desenată pentru care se eliberează autorizația de construire și care face parte din documentele de licitație pentru realizarea investiției.

PT se întocmește de către elaboratorul SF și cuprinde, în principal, următoarele:

• descrierea lucrărilor; principalele piese ale acestei părți sunt memoriile tehnice pe specialități în care se include și memoriul tehnic pentru instalațiile de încălzire centrală (instalații interioare, rețele termice și surse de căldură);

• caietele de sarcini: acestea explicitează nivelul de performanță a lucrărilor, descriind soluțiile tehnice și tehnologice folosite care să asigure exigențele de calitate impuse. Caietele de sarcini fac parte integrată din documentele de licitație pentru adjudecarea execuției lucrărilor de investiție, iar conținutul lor este:

- breviar de calcul pentru dimensionarea elementelor componente;
- nominalizarea planșelor care guvernează lucrarea;
- specificarea dimensiunilor, proprietăților fizice, chimice, de aspect, de calitate, toleranțe, teste etc., pentru materialele componente ale lucrării;
- descrierea execuției lucrării;
- condiții de recepție;
- standarde, normative și alte prescripții care trebuie respectate;

- listele cu cantități de lucrări și utilaje;
- graficul general de realizare a investiției;
- piese desenate, care pentru instalațiile de încălzire cuprind următoarele planșe:

- planul tuturor nivelurilor clădirii, la scara de 1:50 cuprinzând amplasarea receptoarelor de căldură (corpuri de încălzire, aeroterme) și a rețelelor de conducte aferente;
- schema coloanelor și, în cazuri deosebite, schema izometrică a instalației;
- detalii principale de montare;
- planuri de situație, la scara 1:500 sau 1:1000, cuprinzând traseele rețelelor termice exterioare;
- profilul longitudinal al rețelelor termice exterioare;
- planul de amplasare a utilajelor (postamente) în centrala termică (punct termic), realizat la scara 1:50 sau 1:100;
- planul centralei termice, cu conducte realizate monofilar, la scara 1:50;
- schema funcțională a centralei termice;
- schema desfășurată (de montare) a centralei termice, la scara 1:50 (pe verticală).

1.4.4.4 Detaliile de execuție

Detaliile de execuție (DE) sunt documentațiile care fac posibilă execuția lucrărilor pe șantier, explicând toate soluțiile tehnice de realizare, pe baza informațiilor din PT.

DE se elaborează, de regulă, de către executantul lucrărilor de investiție.

1.4.4.5 Verificarea proiectelor

Proiectele de instalații de încălzire se verifică pentru toate cerințele de calitate și pentru toate categoriile de construcții, de verificatori atestați MLPTL pentru specialitatea „Instalații termice - It".

1.5. Funcționalitatea și alcătuirea clădirilor

1.5.1. Clasificarea construcțiilor

Construcțiile sunt o componentă esențială în procesul extrem de complex al adaptării omului la mediul înconjurător, fie natural, fie artificial, instituit. Construcțiile pot fi clasificate după mai multe criterii, cele mai importante fiind: destinația și importanța lor.

După destinație construcțiile se împart în:

- clădiri: civile, industriale, agrozootehnice;
- construcții inginerești: căile de comunicații, tunelurí, rețele și linii de transport ale energiei electrice, baraje hidrotehnice etc.

Clădirile se clasifică în clase de importanță.

Clasa I - Clădiri de importanță vitală pentru societate, a căror funcționalitate, în timpul cutremurului și imediat după cutremur, trebuie să se asigure integral (spitale, stații de pompieri, muzee de importanță națională etc.);

Clasa II - Clădiri de importanță deosebită la care se impune limitarea avariilor avându-se în vedere consecințele acestora (școli, creșe, gradinițe, săli de spectacole, biserici etc.);

Clasa III - Clădiri de importanță normală (care nu fac parte din clasele I și II).

Clasa IV - Clădiri de importanță redusă (clădiri de locuit cu parter sau parter și etaj etc.).

1.5.2. Subsistemele clădirii

În cadrul unei clădiri, subsistemele la un prim stadiu de descompunere sunt: spațiile închise, structura de rezistență, închiderea - anvelopă; compartimentările interioare, instalații și echipamente. Spațiile închise rezultă prin compartimentările interioare, atât în plan vertical pe înălțime, cât și în

plan orizontal. Ele asigură funcționalitatea clădirii conform destinației sale.

Structura de rezistență este un ansamblu spațial foarte complex care asigură rezistența și stabilitatea clădirii permițând funcționalitatea acesteia.

Închiderea sau anvelopa este subsistemul care separă spațiul interior de mediul exterior, fiind alcătuită din elemente ale structurii de rezistență. Anvelopei i se impun exigențe diferite: izolarea fonică și termică, etanșeitate și izolare la pătrunderea apei și aerului; estetice, de rezistență și stabilitate etc.

Compartimentările interioare se fac în plan vertical cu planșee, iar în plan orizontal, cu pereți care pot fi structurali sau nestructurali, respectiv, despărțitori.

Instalații și echipamente. Funcționalitatea sistemului clădire se asigură, pe de o parte, prin crearea de spații corespunzătoare destinației alese și, pe de altă parte, prin creșterea condițiilor de locuire și anume: termice, fonice, acustice, de încălzire etc.

1.5.3. Acțiuni în clădiri

Sistemul clădire se află, pe întreaga sa durată de existență și exploatare, supus unei mari diversități de acțiuni provenite din mediul exterior și sau interior. Prin acțiuni se înțelege orice cauză capabilă să genereze stări de solicitare mecanică, eforturi sau deformații, într-o clădire.

Precizarea principalelor tipuri de acțiuni este foarte importantă pentru calculul și verificarea siguranței clădirilor, deoarece pe baza acestora se stabilește alcătuirea și celelalte componente ale sistemului clădire. Un rol important în procesul de precizare a acțiunilor îl au sistemele de instalații și echipamente care, din punct de vedere al structurii de rezistență, constituie acțiuni pentru aceasta.

În acest sens acțiunile exercitate de instalații și echipamente constituie date importante de temă în vederea calculului și verificării siguranței clădirilor, precum și alcătuirii acestora. Stabilirea acțiunilor înseamnă precizarea originii acestora, a modului de manifestare, a evoluției în timp, a distribuției spațiale, a caracteristicilor condițiilor reale și locale de aplicare.

1.5.4. Funcționalitatea clădirilor

Funcționalitatea unei clădiri, în raport cu unul sau mai multe scopuri pe care trebuie să le îndeplinească, este un criteriu esențial în alcăturea unei destinații date. De asemenea, organizarea funcțională a spațiului conține și răspunsul la exigențe ca: eficiența tehnico-economică; de confort și de grad de ocupare a spațiului.

Analiza funcțională a spațiilor interioare conduce la criterii de amplasare optimă a instalațiilor și echipamentelor în raport cu elementele structurale portante și neportante, de pe o parte, și cu configurația geometrică a acestor spații,de pe altă parte. Astfel, instalațiile (încălzire, sanitare etc.) trebuie să răspundă și acestor criterii funcționale în strânsă corelare cu exigențele de conformare, dimensionare și alcătuire specifice domeniului respectiv.

În conceptul de funcționalitate interioară a clădirilor, pe lângă exigențele de mai sus, se includ și exigențe referitoare la instalații și echipamente. Stabilirea traseelor conductelor sistemelor de instalații trebuie să se facă, respectând în strânsă corelare reciprocă, atât exigențele funcționale ce se impun structurii de rezistență, elementelor nestructurale, spațiilor interioare, cât și exigențele ce se impun instalațiilor și echipamentelor.

1.5.5. Analiza și alcătuirea antiseismică a instalațiilor și a echipamentelor

Instalațiile și echipamentele trebuie să aibă siguranța necesară în exploatare împreună cu celelalte componente care alcătuiesc sistemul clădire, fapt pentru care în faza de proiectare, conformare, alcătuire, se urmărește obținerea unui răspuns seismic considerat favorabil atât pentru clădire, care constituie suportul instalațiilor, cât și pentru instalațiile propriu-zise.

Analiza funcțională a instalațiilor și echipamentelor constituie o etapă preliminară în procesul de proiectare în care se urmărește identificarea tuturor elementelor și componentelor de instalații și echipamente ce intră în alcătuirea clădirii și anume:

- se identifică toate punctele sau zonele de conexiune: ancorare, prindere, străpungere, traversare între instalații și echipamentele respective;
- se stabilește importanța tuturor elementelor și componentelor instalațiilor, în raport cu sistemul clădire, precum și importanța lor reciprocă;
- se stabilește nivelul de implicare al fiecărui sistem, pe categorii de instalații și echipamente, în cadrul producerii unui eveniment seismic.

La toate aceste aspecte ale analizei funcționale participă toți factorii de răspundere: proiectant, investitor, executant.

Asigurarea nivelului de siguranță în funcționare - exploatare, în cazul producerii unui eveniment seismic, se referă simultan la trei serii de obiecte:

- ansamblul sistemului, elementelor și componentelor tuturor instalațiilor și echipamentelor:
- elementele și componentele structurale și/sau nestructurale purtătoare de instalații și echipamente;
- conexiunile dintre aceste două serii de obiecte mai sus menționate, reprezentate de prinderi, ancorări, traversări, străpungeri, susțineri etc.

Referitor la toate instalațiile și echipamentele care se proiectează, legislația actuală prevede conform Normativului P100/92 cinci categorii seismice ale instalațiilor și echipamentelor.

1.6. Date generale privind calculul instalațiilor de încălzire

Stabilirea caracteristicilor tehnice și constructive ale elementelor, componente și ale echipamentelor instalațiilor de încălzire se bazează pe calcule termotehnice și hidraulice, pe fenomene de transmisia căldurii și umidității și pe fenomene de curgere a fluidelor în conducte.

Pentru soluționarea acestor probleme, sunt prezentate succint principalele legi de bază și formulele cele mai importante folosite în calculele de dimensionare ale instalațiilor de încălzire.

1.6.1. Transmisia căldurii

Toate schimburile de căldură din natură și tehnică cuprind procesele elementare de conducție, convecție și radiație. Cunoașterea și aplicarea fenomenelor de transmisie a căldurii este esențială în problematica economiei de energie, a utilizării surselor de energie precum și pentru valorificarea resurselor energetice secundare.

În toate cazurile, efectul termic pune una din problemele intensificării sau reducerii schimbului de căldură. Aceste două probleme sunt legate, în cea mai mare parte, de economia de energie și de buna funcționare a instalației. Astfel:

- în cazul încălzirii unei clădiri, se urmărește, pe de o parte reducerea schimbului de căldură cu exteriorul, adică realizarea unor elemente de construcții cu rezistență mare la trecerea căldurii;
- în cazul suprafețelor încălzitoare, se urmărește ca schimbul de căldură să fie cât mai activ, adică realizarea unor echipamente de instalații cu rezistențe termice cât mai mici între fluidul încălzitor și mediu.

Transmisia căldurii de la un corp cu temperatură ridicată la un corp cu temperatură mai scăzută este un fenomen complex, în care se disting trei forme elementare de schimb de căldură, conducție, convecție și radiație.

1.6.1.1 Conducția termică

Este modul de transmisie a căldurii printr-un mediu material, cum este cazul solidelor și al straturilor foarte subțiri.

Pentru un punct dintr-un corp sau ale unui sistem de corpuri de coordonate x, y, z la momentul τ, valoarea temperaturii poate fi comprimată prin relația:

$$T = T(x, y, z, \tau) \quad (1.6.1)$$

ce poate căpăta forme diferite în funcție de regimul de variație a temperaturii:

- dacă temperatura variază în timp și spațiu, regimul este considerat nestaționar;
- dacă temperatura se menține constantă în timp, variind numai în funcție de coordonatele spațiului, regimul este considerat staționar.

Legea fundamentală a conducției este Legea lui Fourier și este dată de relația:

$$q = -\lambda \, grad \, T \quad [W/m^2] \quad (1.6.2)$$

adică fluxul de căldură este proporțional cu gradientul de temperatură T și coeficientul de conductivitate termică λ.

Coeficientul de conductivitate termică este o mărime caracteristică fiecărei substanțe și depinde de starea de agregare, temperatură, presiune, umiditate etc.

• La solide, conductivitatea termică variază cu temperatura și se exprimă printr-o relație de dependență lineară

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1+\beta t) \quad [W/m \cdot K] \quad (1.6.3)$$

în care:

- λ_0 este conductivitatea termică la temperatura de 0 °C;
- β - un coeficient, care depinde de materialul, a cărui valoare se determină experimental.

La materialele de construcții, care prezintă o structură poroasă, fibroasă sau granulară, în care spațiile libere din structură sunt pline cu aer, coeficientul de conductivitate termică este cu atât mai redus cu cât aceste spații sunt mai dese și de dimensiuni mai mici. Prezența umidității în materiale determină o creștere substanțială a conductivității termice a acestora.

• La lichide, conductivitatea termică este dependentă de viteza de propagare a undei elastice în lichid, temperatură, densitate, căldură masică și masă moleculară. Conductivitatea termică a lichidelor scade cu temperatura, cu excepția apei și glicerinei, dar crește cu presiunea.

• La gaze, conductivitatea termică are valori mici, ceea ce le conferă calitatea de bune izolatoare termice.

1.6.1.1.1 Conducția termică în regim staționar

În majoritatea aplicațiilor tehnice din domeniul instalațiilor se întâlnesc probleme de transmisie a căldurii prin conducție în regim staționar. În aceste cazuri este necesar să se determine câmpul de temperatură în corp și fluxul termic. Astfel:

• pentru un perete plan simplu de grosime δ, cu un coeficient de conductivitate λ, cu suprafețele delimitatoare paralele, cu temperaturi constante T_1 și T_2 (unde $T_1 > T_2$),

- fluxul de căldură

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_1 - T_2) S \quad [W] \quad (1.6.4)$$

S reprezentând suprafața peretelui,

- câmpul de temperatură în perete

$$T = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\delta} x \quad [°C] \quad (1.6.5)$$

x reprezentând distanța în masa peretelui.

• pentru un perete plan compus din mai multe straturi,

- fluxul de căldură

$$Q = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{j=1}^{n} \frac{\delta j}{\lambda j}} \quad [W] \quad (1.6.6)$$

unde $\sum_{j=1}^{n} \frac{\delta j}{\lambda j}$ reprezintă suma rezistențelor termice corespunzătoare fiecărui din cele n straturi;

• pentru un perete cilindric simplu limitat de o suprafață interioară de diametru $d_1 = 2r_1$ și de una exterioară de diametru $d_2 = 2\,r_2$, ale căror temperaturi T_1 respectiv T_2 sunt constante ($T_1 > T_2$),

- fluxul de căldură

$$Q = \frac{2\pi l (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad [W] \quad (1.6.7)$$

l reprezentând lungimea peretelui cilindric;

- câmpul de temperatură

$$T = T_1 - (T_1 - T_2) \frac{\ln r / r_1}{\ln r_2 / r_1} \quad [°C] \quad (1.6.8)$$

r reprezentând distanța în peretele cilindric;

• pentru un perete cilindric compus din mai multe straturi

- fluxul de căldură

$$Q = \frac{\pi l (T_1 - T_{n+1})}{\sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2\lambda j} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j}} \quad [W] \quad (1.6.9)$$

unde $\sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2\lambda j} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j}$ reprezintă rezistența termică a tuturor straturilor componente.

1.6.1.1.2 Conducția termică în regim nestaționar

În procese tehnologice complexe, caracterizate de fluxuri de căldură variabile (încălzirea sau răcirea corpurilor), ca, de exemplu: trecerea căldurii sau a radiației solare prin elementele de construcții, tratarea termică a metalelor, înghețarea solului, congelarea lichidelor, uscarea materialelor umede etc.

Metodele utilizate pentru rezolvarea problemelor de conducție în regim nestaționar sunt: metoda analitică, metoda analizei dimensiunilor, metodele numerice aproximative și metoda analogiei electrotermice.

1.6.1.2 Convecția termică

Este schimbul de energii sub formă de căldură între un fluid și suprafața unui corp solid, aflate la temperaturi diferite.

Convecția termică este totdeauna însoțită de conducție datorată contactului direct între particulele componente ale fluidului aflate la temperaturi diferite.

Transmisia de căldură prin convecție apare la majoritatea proceselor de schimb de căldură din tehnica instalațiilor sub forma schimbului între un lichid sau un gaz și suprafața unui corp solid. Exemplele sunt foarte multe, din care se pot menționa: la suprafețele elementelor de construcții interioare și exterioare, în interiorul țevilor prin care curge un lichid; la schimbătoarele de căldură prin care circulă două fluide (apă-apă, apă-abur, apă-aer etc.).

În practica curentă se întâlnesc două feluri de transmisii prin convecție, în funcție de modul în care se face mișcarea fluidului:

- convecție forțată unde mișcarea fluidului este realizată sub acțiunea unor forțe exterioare (pompe, ventilatoare etc.);
- convecție liberă unde mișcarea fluidului se datorește diferenței de densitate între zonele calde și reci ale fluidului.

Legea fundamentală a convecției căldurii, cunoscută ca legea lui Newton, permite calculul fluxului termic unitar, cu relația:

$$q = \alpha (T_p - T_f) \quad [W/m^2] \quad (1.6.10)$$

unde α este coeficientul de convecție a căldurii [$W/m^2 \cdot K$].

1.6.1.2.1 Convecția forțată

Este cel mai important mod de transfer de căldură prin convecție, fiind întâlnită la majoritatea situațiilor practice din domeniul instalațiilor.

Forma generală a ecuației criteriale a convecției forțate este

$$N_u = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (1.6.11)$$

sau

$$\alpha = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \lambda / l \quad [W/m^2 K] \quad (1.6.12)$$

în care:

- Nu este criteriul Nusselt;
- Re - criteriul Reynolds;
- Pr - criteriul Prandt;
- λ - coeficientul de conductivitate;
- l - lungimea caracteristică.

În practica curentă se întâlnesc următoarele cazuri:

- curgerea laminară, în lungul unei plăci plane, cu temperatura variabilă şi o porţiune neîncălzită (nerăcită), pentru care se aplică relaţia generală:

$$Nu_x = 0{,}33 Re_x^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{x-x_0}{x}\right)^{0,2} \quad (1.6.13)$$

cu următoarele precizări:

• temperatura de referinţă este temperatura curentului exterior de fluid T_f;

• lungimea caracteristică $l = x - x_0$

• domeniul de aplicare $Re \leq 10^5$

- curgerea în regim laminar prin conducte cilindrice, pentru care se poate aplica relaţia:

$$Nu_x = 0{,}33 Re_x^{0,5} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{x}{d}\right)^{0,1} \quad (1.6.14)$$

cu următoarele precizări:

• temperatura de referinţă este temperatura medie în secţiunea plasată la distanţa x;

• relaţia este variabilă pentru $(x/d) \leq 216$ şi $Re < 10^5$;

• criteriul Pr_p se calculează pentru fluidul aflat la temperatura peretelui conductei;

• efectul curburii peretelui este cuprins în raportul $(x/d)^{0,1}$.

- curgerea în regim turbulent prin conducte cilindrice, pentru care se aplică relaţia criterială a lui Miheev

$$Nu_x = 0{,}021 Re_x^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (1.6.15)$$

cu următoarele precizări:

• se aplică pentru $Re > 10^4$

• diametrul interior al ţevii este considerat lungime caracteristică;

• proprietăţile fizice ale fluidului se stabilesc pentru temperatura medie a fluidului;

• coeficientul ε_l introduce variaţia transmisiei căldurii pe porţiunea de stabilizare.

1.6.1.2.2 Convecţia liberă

Transmisia căldurii are loc ca urmare a mişcării unui fluid pe lângă o suprafaţă datorită diferenţei de densitate. Acest mod de transmisie a căldurii se întâlneşte: în încăperi, la curgerea aerului cald sau rece de-a lungul elementelor de construcţii; la curgerea aerului pe suprafeţele încălzitoare; la circulaţia liberă a lichidului în jurul suprafeţei încălzitoare de la schimbătoarele de căldură etc. Fenomenul este influenţat de trei factori: forţele gravitaţionale, cele de viscozitate şi difuzia termică din zonele cu temperatură ridicată către cele cu temperatură scăzută.

Pentru cazurile practice se pot utiliza următoarele relaţii:

- convecţia liberă la o placă plană verticală sau cilindru vertical:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^m \quad (1.6.16)$$

cu următoarele precizări:

• pentru $Gr \cdot Pr = 10^4 ... 10^8$ - $C = 0{,}59$ şi $m = 1/4$

• pentru $Gr \cdot Pr = 10^9 ... 10^{12}$ - $C = 0{,}13$ şi $m = 1/3$

- convecţia liberă la conducte orizontale

$$Nu = 0{,}5 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4} \quad (1.6.17)$$

cu următoarele precizări:

• $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^8$

• temperatura de referinţă este temperatura fluidului în afara stratului limită.

1.6.1.3 Radiaţia termică

Reprezintă procesul de transformare a energiei interne a unui corp, aflat la o anumită temperatură, în energie radiantă şi propagarea ei în toate direcţiile sub formă de unde electromagnetice.

Ca şi conducţia şi convecţia, radiaţia termică are un mare rol în tehnica instalaţiilor. În multe aparate şi instalaţii cu agenţi termici cu temperaturi ridicate, radiaţia reprezintă una din formele de bază ale transmisiei căldurii între corpuri. Sistemele de încălzire prin radiaţie sunt exemplele cele mai elocvente care se bazează pe schimbul de căldură radiativ.

Radiaţiile termice (infraroşii) se bazează pe aceleaşi legi fundamentale ca şi radiaţiile luminoase (Planck, Wien, Stefann şi Baltzmann, Kirchoff şi Lambert), deosebirea constând în ceea ce priveşte lungimea de undă ($\lambda = 0{,}8\mu ... 800\mu$) şi efectele lor fizice.

Ecuaţia transmisiei de căldură prin radiaţie între două suprafeţe S_1 şi S_2 de temperaturi $T_1 > T_2$ aşezate oricum în spaţiu şi care schimbă între ele căldură prin radiaţie are forma generală.

$$Q_{12} = C_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \iint_{S_1 S_2} \frac{\cos\omega_1 \cos\omega_2}{\pi r^2} dS_1 dS_2 \quad [W] \quad (1.6.18)$$

notând cu:

$$\Phi_{21} = \iint_{S_1 S_2} \frac{\cos\omega_1 \cos\omega_2}{\pi r^2} \cdot dS_1 dS_2 \quad (1.6.19)$$

în care Φ_{21} este coeficientul de iradiere reciprocă (coeficientul unghiular mediu sau factorul de formă) şi se calculează prin metoda integrării directe sau metode aproximative (metoda coeficienţilor lui Poleak sau metoda integrării cu diferenţe finite).

În calculele practice se utilizează metoda coeficienţilor lui Poleak, adică:

$$\Phi_{2} = \Phi_{12} = \bar{\varphi}_{12} S_1 = \bar{\varphi}_{21} S_2 \quad (1.6.20)$$

În care $\bar{\varphi}_{12}$ şi $\bar{\varphi}_{21}$ sunt coeficienţii unghiulari medii şi se pot calcula ţinând seama de forma, poziţia şi mărimea suprafeţelor care schimbă căldură între ele. La calculul instalaţiilor de încălzire prin radiaţie, determinarea coeficienţilor unghiulari medii $\bar{\varphi}_{12}$ şi $\bar{\varphi}_{21}$ nu pun probleme deosebite dat fiind faptul că suprafeţele care schimbă căldură între ele au forme geometrice bine definite (dreptunghice, pătrate etc.), iar pe de altă parte poziţiilor lor în spaţiu, una faţă de cealaltă, sunt paralele sau perpendiculare.

În calcule se utilizează şi ecuaţia:

$$Q_{12} = S_1 \bar{\varphi}_{12} \alpha_r (t_1 - t_2) \quad [W] \quad (1.6.21)$$

în care coeficientul de schimb de căldură prin radiaţie

$$\alpha_r = C_{12} \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_1 - t_2} = C_{12} b \, [W/m^2 K] \quad (1.6.22)$$

unde b este factorul de temperatură, iar C_{12} este coeficientul de variaţie redus pentru cele două suprafeţe.

1.6.1.4 Schimbul global de căldură

Caracteristica cantitativă a procesului general de schimb de căldură îl constituie coeficientul global de transmisie a căldurii k sau rezistenţa termică globală R.

În regim staţionar, schimbul global de căldură se exprimă sub forma

$$Q = kS\Delta t \quad [W] \quad (1.6.23)$$

sau

$$Q = (S\Delta t)/R \quad [W] \quad (1.6.24)$$

în care Δt este diferenţa dintre cele două fluide, iar S suprafaţa de schimb de căldură.

Expresia coeficientului global de transmisie a căldurii printr-un perete plan, compus din mai multe straturi, are forma:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [W/m^2 K] \quad (1.6.25)$$

exprimând rezistenţa termică cu:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2} \quad [m^2 K/W] \quad (1.6.26)$$

Expresia coeficientului global de transmisie a căldurii printr-un perete cilindric compus din mai multe straturi are forma:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2\alpha_j} \cdot \ln\frac{d_{j+1}}{d_j} + \frac{1}{\alpha_2 d_{j+1}}} \quad [W/m^2 K] \quad (1.6.27)$$

exprimând rezistenţa termică cu:

$$R = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_j} \cdot \ln\frac{d_{j+1}}{d_j} + \frac{1}{\alpha_2 d_{j+1}} \quad [m^2 K/W] \quad (1.6.28)$$

Valorile coeficienţilor de schimb de căldură α_1 şi α_2 sunt determinate din condiţiile de stare şi mişcare a fluidelor.

1.6.2. Elemente de transfer de masă

Materialele de construcții opun o anumită rezistență la trecerea vaporilor, în funcție de structura lor și de conținutul lor de umiditate.

În termotehnica construcțiilor, procesele de difuzie a lichidelor, gazelor și vaporilor prin porii materialelor (cărămidă, beton, lemn, izolații etc.) reprezintă exemple de transfer de masă însoțit de transmisia căldurii, absorbția sau modificarea fazelor.

Relațiile generale ale câmpului de umiditate și ale fluidului de vapori dintr-un element de construcții se obțin pe baza ecuației difuziei vaporilor a lui Fick.

$g = \beta \Delta C = \beta(C_1 - C_2)$ [kg/m²] (1.6.29)

în care β este coeficientul de schimb prin difuzie a vaporilor de apă [m/s], iar C_1 și C_2 sunt concentrațiile vaporilor între planurile unde se produce difuzia [kg/m²].

Expresia fluxului de vapori difuzat se poate calcula și în funcție de diferența presiunilor parțiale ale vaporilor de apă,

$g = b(p_{v1} - p_{v2})$ [kg/m²] (1.6.30)

în care b este coeficientul de schimb prin difuzie a vaporilor.

Câmpul de concentrație p_v al vaporilor dintr-un element de construcții se determină, în mod analog, ca și câmpul de temperatură T cu relația:

$$p_v = p_{v1} - \frac{\sum R_{vx}}{R_v}(p_{v1} - p_{v2}) \quad \text{[Pa] (1.6.31)}$$

în care:

- p_{v1} și p_{v2} sunt presiunile parțiale ale vaporilor din aer din cele două medii separate de elementul de construcții;
- R_{vx} - rezistența la vapori a elementului de construcții până în stratul x_i;
- R_v - rezistența la vapori a elementului de construcții [m/s] care se calculează cu relația:

$$R_v = \sum_{j=1}^{n} \delta_j \frac{M_j}{k_{Dj}} \quad \text{[m/s]} \quad (1.6.32)$$

în care:

- M_j este coeficientul de difuzie al vaporilor de apă în funcție de temperatura medie a stratului [s⁻¹];
- δ_j - grosimea fiecărui strat [m];
- k_{Dj} - factor de rezistență la permeabilitate la vapori a stratului j.

1.6.3. Curgerea fluidelor în conducte

Ansamblul de conducte împreună cu utilajele (cazan, pompe, schimbătoare de căldură etc.) și accesoriile respective (robinete, vane, clapete de reglare și de sens etc.), care asigură producerea, transportul și distribuția fluidelor, formează sistemul hidraulic sau instalația hidraulică.

În instalațiile de încălzire, se întâlnesc în general două situații distincte:

- dată fiind instalația cu toate elementele componente, se cere să se determine diametrele conductelor prin care circulă astfel încât la consumatori să fie asigurate debitele de căldură solicitate, indiferent de poziția acestora în raport cu punctul de producere sau de racord. Operațiunea se rezumă la calculul de dimensionare a rețelei de conducte a instalației.
- dată fiind instalația cu toate elementele componente, inclusiv diametrele conductelor care alcătuiesc rețeaua de alimentare cu agent termic, se cere să se verifice din punct de vedere hidraulic și anume dacă sunt asigurate debitele de căldură solicitate la consumatori. Operațiunea se rezumă la verificarea corectitudinii calculului hidraulic de dimensionare al conductelor.

În instalațiile de încălzire, mișcarea fluidelor este, de obicei, turbulentă și numai în cazuri excepționale este laminară.

La calculele hidraulice ale unei rețele de conducte este necesar să se țină seama de caracteristicile:

- *geometrice*: numărul de noduri, numărul de tronsoane și lungimea acestora precum și de numărul de inele;
- *hidraulice:* debite (fluid, căldură), viteze ale fluidului, sarcini hidraulice disponibile.

Rețelele de conducte din instalațiile de încălzire sunt inelare (închise), iar curgerea fluidelor este considerată ca o mișcare permanentă și unidimensională, fiind caracterizată prin două mărimi principale:

- viteza fluidului v [m/s]
- cota piezometrică $H_p = z + \frac{p}{\rho g}$

care reprezintă caracteristica de presiune a curentului unidimensional, variabil în lungul curentului de la o secțiune la alta, datorită disipării continue a energiei hidraulice în căldură prin lucrul mecanic al forțelor interne de viscozitate.

1.6.3.1 Modelul matematic al unei rețele inelare este dat de:

- *ecuația de continuitate*:

$G = v_1 S_1 - v_2 S_2 = const.$ (1.6.33)

- *ecuația energiilor (Bernoulli)*:

$$\left(z + \frac{p}{\rho g}\right)_1 + \left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)_1 = \left(z + \frac{p}{\rho g}\right)_2 + \left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)_2 + hr_{12} \quad (1.6.34)$$

în care: $\left(z + \frac{p}{\rho g}\right)_{1şi2}$

- sunt energiile potențiale în punctele 1 și 2 de pe tronsonul de conductă;

$\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)_{1şi2}$

- energiile cinetice în punctele 1 și 2 de pe tronsonul de conductă.

$hr_{1,2}$ este energia disipată între punctele 1 și 2

- *relațiile pentru calculul pierderilor de sarcină*

• *pierderile de sarcină lineare*, reprezentând consumul de energie mecanică a unității de greutate a fluidului, când acesta parcurge distanța l, adică este energia consumată pentru învingerea rezistențelor de frecare a fluidului pe pereții conductelor

$\Delta p_d = Rl$ [Pa] (1.6.35)

Pierderea de sarcină liniară unitară este dată de relația:

$$R = \frac{\Delta p_d}{l} \quad \text{[Pa/m]} \quad (1.6.36)$$

Este dependentă de raza hidraulică r, de viteza fluidului v, de natura fluidului (caracterizat prin densitatea ρ și coeficientul de viscozitate dinamic η) precum și de rugozitatea ε a pereților conductei, exprimată prin coeficientul de frecare λ, și se poate scrie sub forma

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad \text{[Pa/m]} \quad (1.6.37)$$

Coeficientul de frecare sau de rezistență hidraulică lineară λ a fost studiat prin cercetări experimentale și a rezultat că:

- pentru curgere laminară în conducte $R < 2320$ se calculează cu relația lui Darcy:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1.6.38)$$

- pentru curgere turbulentă se utilizează formula lui Colebrook - White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log\left[\frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3{,}71 \cdot d}\right] \quad (1.6.39)$$

în care:

- d este diametrul conductei [mm];
- k - rugozitatea absolută [mm].

• *pierderile de sarcină locale* apar de-a lungul conductelor în zonele de neuniformități (curbe, coturi, robinete, vane etc.) și se calculează cu relația:

$$\Delta p_l = Z = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad \text{[Pa]} \quad (1.6.40)$$

în care $\Sigma\xi$ sunt coeficienți de rezistență locală, dependenți de forma obstacolului care produce rezistența locală.

1.6.3.2 Ecuația fundamentală a pierderilor de sarcină

Pentru rețelele din instalațiile de încălzire, ținând seama de relațiile 1.6.37 și 1.6.40 se prezintă astfel:

$$\Delta p = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho + \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad \text{[Pa]}$$

sau

$$\Delta p=\frac{v^2}{2}\rho\left(\frac{\lambda l}{d}+\sum\xi\right) \quad [Pa] \quad (1.6.41)$$

unde ținând seama de ecuația de continuitate 1.6.33, în care, exprimând secțiunea conductei în funcție de diametrul d [mm] și debutul de fluid G [kg/h] se obține forma finală a pierderilor de sarcină totale.

$$\Delta p=6{,}25\cdot10^4\cdot\frac{G^2}{d^4\rho}\left(\frac{\lambda l}{d}+\sum\xi\right) \quad [Pa] \quad (1.6.42)$$

relații pe baza căruia se fac calculele hidraulice de dimensionare și de verificare a rețelelor de conducte din instalațiile de încălzire.

1.6.3.3 Calculul hidraulic al rețelelor de conducte

În calculele practice pot interveni cazurile:

- cunoscută fiind rețeaua de conducte a instalației, cu caracteristicile fiecărui tronson (lungimea l, diametrul d, debitul de fluid G) și traseul cu rezistențele locale, prin înlocuirea valorilor date de relația 1.6.40 și efectuarea operațiilor respective se obține pierderea de sarcină Δp.
- cunoscut fiind traseul rețelei de conducte și caracteristicile fiecărui tronson (lungimea l și debitul de fluid G) și, în unele cazuri, presiunea disponibilă H, se cere să se determine diametrele conductelor care alcătuiesc tronsoanele rețelei. În acest caz problema se reduce la dimensionarea rețelei de conducte, care este mai dificilă, deoarece coeficientul lui Darcy - λ - depinde de diametrul conductei și de viteza v a fluidului.

Calculul de dimensionare a unei rețele se face printr-un calcul iterativ, împărțindu-se în etapele:

a - calculul preliminar, în care se stabilesc diametrele preliminare ale conductelor, presupunând cunoscute, fie presiunea disponibilă H (ex.: instalațiile de încălzire prin gravitate, instalațiile cu abur de presiune joasă etc.) fie viteza v a fluidului (ex.: instalațiile de încălzire cu apă caldă cu circulație prin pompare etc.).

În cazul cunoașterii presiunii disponibile H, diametrele preliminare ale conductelor se stabilesc în funcție de debitele de fluid G și de pierderea de sarcină R_m. Valoarea R_m se determină din relația care exprimă legătura dintre pierderile de sarcină totale $\Sigma(Rl+Z)$ ale circuitului considerat și presiunea disponibilă H cunoscută, a aceluiași circuit, adică:

$$H \geq \Sigma(Rl+Z) \quad [Pa] \quad (1.6.43)$$

unde se aproximează că pentru pierderile de sarcină în rezistențele locale se consumă $\Sigma Z = aH$, rezultând pentru învingerea rezistenței lineare:

$\Sigma(Rl) = (1-a)H$, de unde se obține:

$$R_m=\frac{(1-a)H}{\sum l} \quad [Pa/m] \quad (1.6.44)$$

și în care valoarea coeficientului a este stabilit pe baze statistice considerându-se pentru instalațiile de încălzire interioare $a = 0{,}33$, iar pentru rețelele de transport $a = 0{,}10$. În cazul necunoașterii presiunii disponibile H, diametrele preliminare ale conductelor se stabilesc în funcție de debitele de fluid G și de vitezele v ale fluidului în tronsoanele de conducte. Vitezele v ale fluidului în tronsoanele de conducte se consideră, în general, crescătoare de la consumatori spre sursa termică.

b - calculul de verificare constă în a verifica dacă pentru diametrele preliminare stabilite, pierderile de sarcină înregistrate la debitele nominale pe diversele circuite alimentate dintr-un nod sunt mai mici sau sensibil egale cu presiunea disponibilă în nodul respectiv, adică:

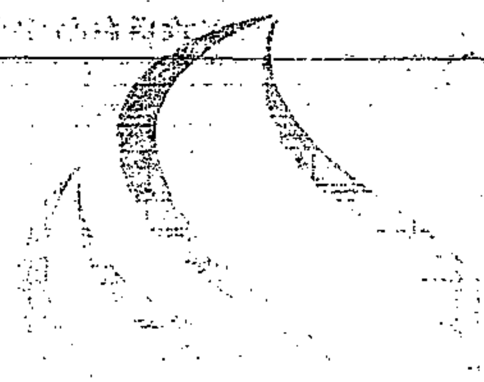
$$\Sigma(Rl+Z) \leq Hd \quad [Pa] \quad (1.6.45)$$

Pentru calculul hidraulic al conductelor sunt necesare următoarele operații preliminare:

- întocmirea schemei coloanelor instalației de încălzire care se desenează la scara 1:50 sau 1:100 planșele dintre niveluri, coloanele, corpurile de încălzire cu legăturile la coloane;
- întocmirea planului profilului rețelei de distribuție a conductelor care alimentează coloanele;
- înscrierea pe fiecare tronson de conductă din plan și schemă: debitul de căldură Q, sau debitul de fluid G, lungimea l și diametrul d ale conductei (în ipoteza verificării regimului hidraulic al instalației).

1.7. Mărimi și unități de măsură

Nr crt.	Denumirea	Sistemul de unități SI	M kgf s	Relații de conversie
1	Căldură masică	J/kg·K	kcal/kg·°C	1 W/m²·K = 1/4185,5 kcal/kgf·°C
2	Căldură latentă de vaporizare	J/kg	kcal/kg	1 J/kg = 1/4185,5 kcal/kg
3	Coeficient de transfer de căldură	W/m²·K	kcal/m²·h·°C	1 W/m²·K = 1/1,1623 kcal/m²·h·°C
4	Conductivitate termică	W/m·K	kcal/m·h·°C	1 W/m·K = 1/1,1623 kcal/m·h·°C
5	Debit (flux) de căldură	W, kW	kcal/h	1 kW = 10³ W/m² = 860 kcal/h
6	Densitatea fluxului termic	W/m², kW/m²	kcal/m²·h	1 kW/m² = 10³ W = 860 kcal/m²·h
7	Energie	J, kWh	kgf·m, kcal	1 J = 0,102 kgf·m 1 kW = 10³ W = 860 kcal/h
8	Entalpie specifică	J/kg	kcal/kgf	1 J/kg = 1/4185,5 kcal/kgf
9	Forță	N	kgf	1 N = 0,102 kgf
10	Presiune	Pa, N/m², bar	kgf/cm², at, kgf/m²	1Pa = 1 N/m² = 10⁻⁵ bar = 0,102 kgf/m² 1 at = 1 kgf/m²
11	Putere	W = J/s	kgf·m/s kcal/h	1 W = 0,102 kgf·m/s 1 kW = 10³ W = 860 kcal/h
12	Putere calorică	kJ/kg	kcal/kg	1 kJ/kg = 1/4,18 kcal/kg
13	Rezistență termică	m²·K/W	m²·h·°C/kcal	1 m²·K/W = 1,1623 m²·h·°C/kcal
14	Temperatură	K	°C	1 K = 1 °C Punct triplu al apei: 0 °C = 273,16 K
15	Viscozitate dinamică	kg·m·s	kgf·s/m²	1 kg·m·s = 0,102 kgf·s/m²




I. Instalații de încălzire

Capitolul 2
Protecția termică a clădirilor



2.1. Elementele de construcţii ale clădirilor

Protecţia termică a elementelor de construcţii care delimitează încăperile încălzite, se realizează în vederea asigurării climatului interior impus de exigenţele igienico-sanitare şi de confort la clădirile de locuit şi terţiare, de condiţiile necesare desfăşurării muncii şi procesului tehnologic la clădirile industriale, precum şi pentru reducerea consumului de energie şi de combustibil în exploatare. Protecţia termică se realizează atât pentru elementele de construcţii perimetrale, cât şi pentru elementele de construcţii interioare care despart spaţii între care există o diferenţă de temperatură mai mare de 5 K.

2.1.1. Anvelopa clădirii

Este alcătuită din totalitatea suprafeţelor elementelor de construcţii perimetrale care delimitează volumul interior (încălzit) al unei clădiri, de mediul exterior sau de spaţii neîncălzite din exteriorul clădirii.

Calculele şi verificările termotehnice se referă la următoarele elemente de construcţii perimetrale:

- partea opacă a pereţilor exteriori, inclusiv suprafaţa adiacentă rosturilor deschise;
- componentele transparente şi translucide ale pereţilor exteriori şi acoperişurilor (tâmplăria exterioară, pereţii vitraţi şi luminatoarele);
- planşeele de pe ultimul nivel, de sub terase şi poduri;
- planşeele care delimitează clădirea la partea inferioară faţă de mediul exterior (bowindouri, ganguri de trecere etc.);
- planşeele de peste pivniţe şi subsoluri neîncălzite;
- plăcile amplasate pe sol şi pereţii de pe conturul exterior al subsolurilor parţial sau complet îngropate în pământ;
- pereţii şi planşeele care separă volumul clădirii de spaţii adiacente neîncălzite sau mult mai puţin încălzite, precum şi spaţiul rosturilor închise.

2.1.1.1 Pereţii exteriori

În zona lor opacă - sunt executaţi dintr-un singur material (monostrat) - figura 2.1.1 a - sau din mai multe straturi de materiale diferite (multistrat) - figura 2.1.1 b.

2.1.1.2 Elemente de construcţii vitrate

Prin acestea se realizează iluminatul natural, trecerea parţială a radiaţiei solare şi ventilare naturală a spaţiilor interioare. Ele sunt: tâmplăria exterioară (ferestre şi uşi), pereţii vitraţi, luminatoarele.

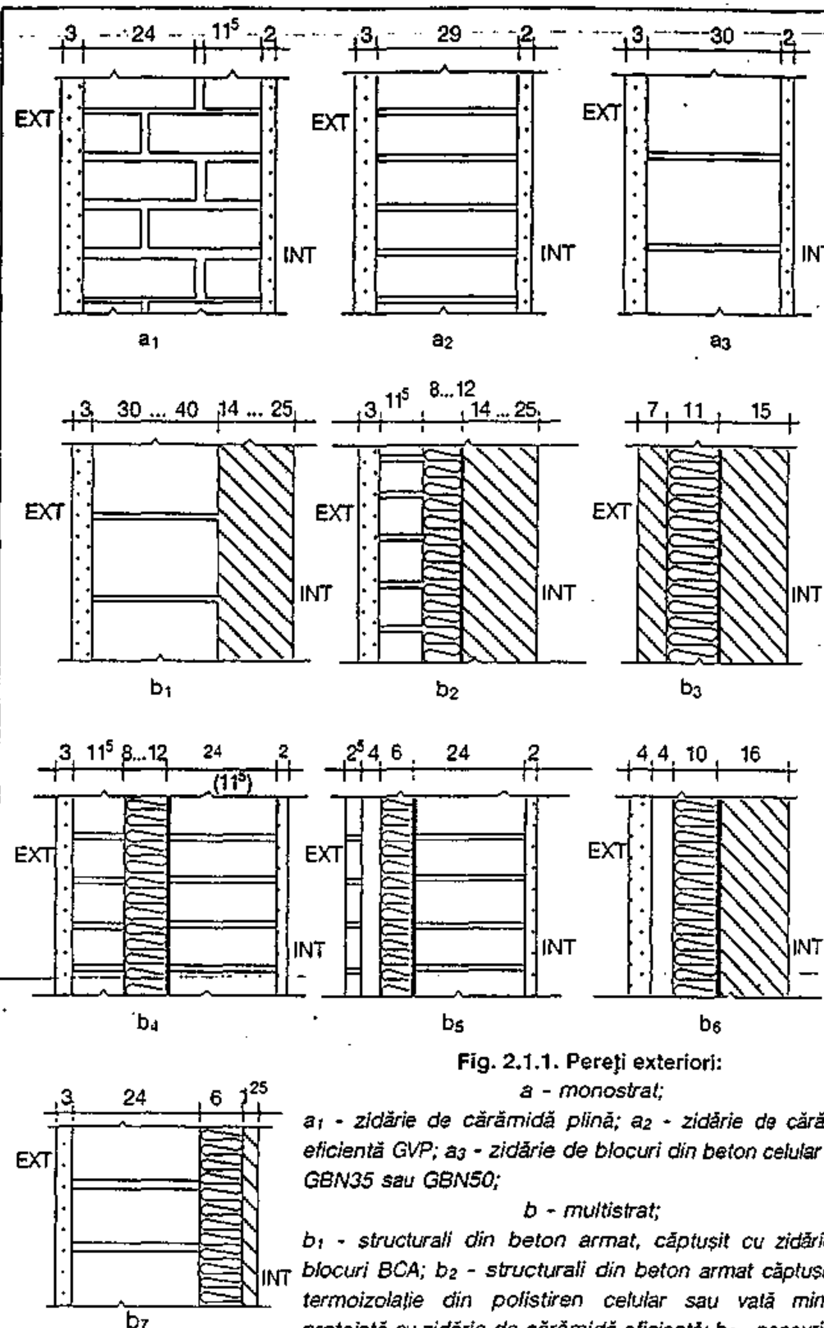


Fig. 2.1.1. Pereţi exteriori:
a - monostrat;
a_1 - zidărie de cărămidă plină; a_2 - zidărie de cărămidă eficientă GVP; a_3 - zidărie de blocuri din beton celular BCA GBN35 sau GBN50;
b - multistrat;
b_1 - structurali din beton armat, căptuşit cu zidărie de blocuri BCA; b_2 - structurali din beton armat căptuşiţi cu termoizolaţie din polistiren celular sau vată minerală protejată cu zidărie de cărămidă eficientă; b_3 - panouri mari din beton armat tip sandwich, cu termoizolaţie din polistiren celular sau plăci din vată minerală G100; b_4 - structurali sau nestructurali din zidărie de cărămidă eficientă, cu termoizolaţie din polistiren celular sau vată minerală protejată cu zidărie de cărămidă eficientă; b_5 - cu strat de aer neventilat; b_6 - cu strat de aer ventilat; b_7 - cu strat de termoizolaţie situat la interior.

Tâmplăria exterioară (ferestre şi uşi) este compusă din ansamblul ramă (toc şi cercevea) şi folie de geam.

Rama se execută din lemn, din metal (aluminiu sau oţel) - cu sau fără inserţie de material termoizolator pentru ruperea punţilor termice. După modul de deschidere ramele pot fi simple, cuplate şi duble (fig. 2.1.2).

Vitrajele se execută din unul, două sau mai multe foi de geam; pot fi simple sau termoizolatoare (duble sau triple).

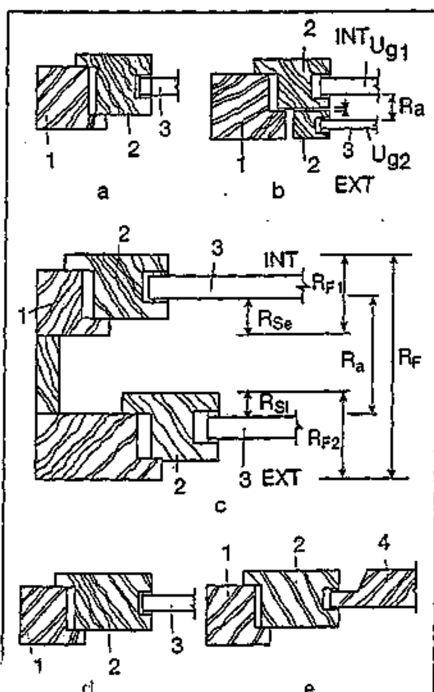
Geamul simplu poate fi clar incolor, absorbant sau reflectant.

Geamurile termoizolatoare (termopan) sunt executate din două sau trei foi de geam, sudate sau etanşate pe contur, astfel încât între foi să se creeze un spaţiu închis, ermetic, umplut cu aer sau cu alte gaze inerte (argon, kripton, xenon etc.) sau un spaţiu parţial vidat, în scopul reducerii transferului conductiv şi convectiv între foile de geam. Una sau ambele foi ale geamului termopan pot fi tratate special.

Ferestrele şi uşile cu cercevele metalice sunt prevăzute cu tampoane termoizolante pentru întreruperea punţilor termice (fig. 2.1.3).

Este important ca la elementele mobile ale tâmplăriei exterioare să se ia măsuri speciale de etanşare contra

infiltrațiilor de aer, prevăzându-se garnituri din cauciuc sau din alte materiale similare.



...mplărie exterioară: ferestre ...i uși din lemn:
...simplă; b - fereastră cuplată; ...ă dublă; d - ușă vitrată; e - ușă c...
1 - ... cercevea; ... - geam (simplu, dublu sa...; 4 - panou opac.

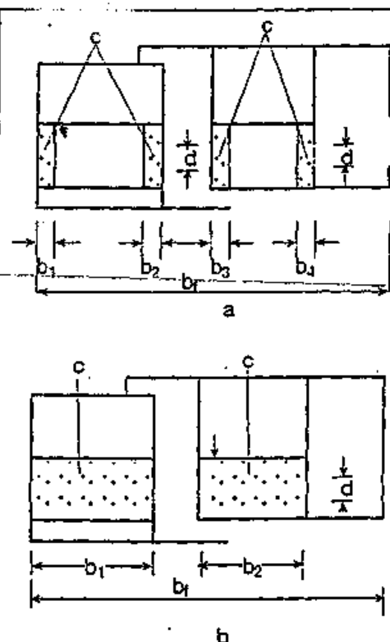


Fig. 2.1.3. Ferestre și uși din metal:
a - variantă cu tampoane având $\lambda = 0,2...0,3$ W/m·K și $\Sigma b_j \leq 0,2\ b_f$;
b - variantă cu tampoane având $\lambda = 0,1...0,2$ W/m·K și $\Sigma b_j \leq 0,3\ b_f$;
d = distanța minimă între profilele din aluminiu opuse;
b_j = lățimea tampoanelor termoizolante;
b_f = lățimea tocului și a cercevelei;
c = tampon termoizolant.

2.1.1.3 Terase și planșee spre poduri neîncălzite

Planșeele de terasă (fig. 2.1.4) au, obligatoriu, în componența lor și următoarele straturi:

- straturi cu rol termo și hidroizolator;
- beton de pantă, pentru realizarea înclinației necesare în vederea colectării apelor pluviale;
- barieră contra vaporilor de apă, amplasată pe partea caldă a stratului termoizolator;
- strat de difuzie sau strat de aer ventilat, amplasate deasupra elementelor din care trebuie eliminați vaporii de apă (șape, beton de pantă etc.);
- protecția exterioară a hidroizolației: strat de pietriș de 4 cm grosime - la terase necirculabile, dale prefabricate din beton - la terasele circulabile, sau pelicule speciale.

Planșeele spre poduri (fig. 2.1.5) sunt prevăzute cu un strat de termoizolație (zgură, cenușă de termocentrală, vată minerală etc.) protejat cu o șapă de ciment de 3 cm grosime.

2.1.1.4 Planșee spre coridoare exterioare

Au structura unui planșeu obișnuit la care se adaugă un strat de termoizolație, amplasat fie la interior sub pardoseală, fie la exterior, montat în cofraj odată cu turnarea betonului plăcii și protejat cu tencuială.

2.1.1.5 Planșee spre pivnițe și subsoluri neîncălzite

Sunt prevăzute cu un strat de termoizolație (polistiren, vată minerală, vată de sticlă, poliuretan etc.) amplasat fie sub pardoseală, fie la intradosul planșeului (fig. 2.1.6).

La planșeele spre încăperile neîncălzite este necesar a se avea în vedere și tipul de pardoseală prevăzut. Se știe că temperatura normală a tălpii piciorului încălțat este de 29 ... 30 °C și că pierderea de căldură s... ferită de acesta, în direcția pardoselii, în sezonul rece, creează senzația de disconfort. La piciorul încălțat corect (pantofi, ciorapi), transferul termic se face preponderent prin convecție și

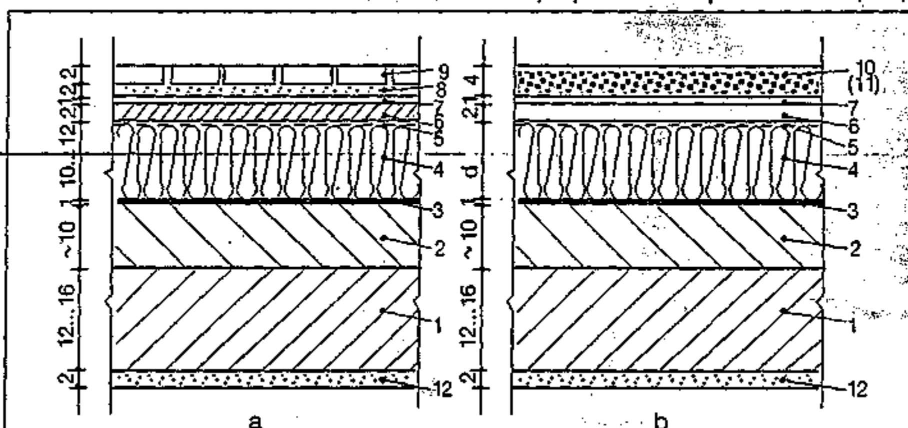
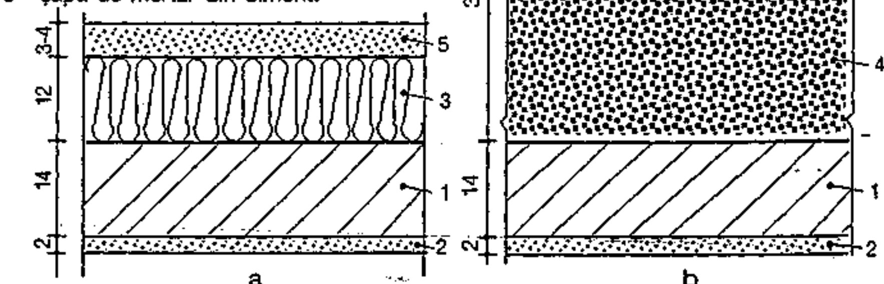


Fig. 2.1.4. Alcătuiri de planșee spre terase:
a - terasă circulabilă; b - terasă necirculabilă;
1 - planșeu din beton armat; 2 - beton de pantă; 3 - barieră contra vaporilor; 4 - termoizolație (polistiren, vată minerală etc); 5 - strat de difuzie a vaporilor; 6 - șapă de protecție; 7 - hidroizolație; 8 - nisip; 9 - dale de mozaic 20 x 20 x 2 cm; 10 - pietriș mărgăritar; 11 - strat de protecție cu folie reflectantă; 12 - tencuială.

Fig. 2.1.5. Alcătuiri de planșee spre pod
a - cu polistiren sau vată minerală;
b - cu zgură expandată;
1 - planșeu din beton armat; 2 - tencuială; 3 - termoizolație (polistiren, vată minerală etc); 4 - termoizolație (zgură expandată); 5 - șapă de mortar din ciment.



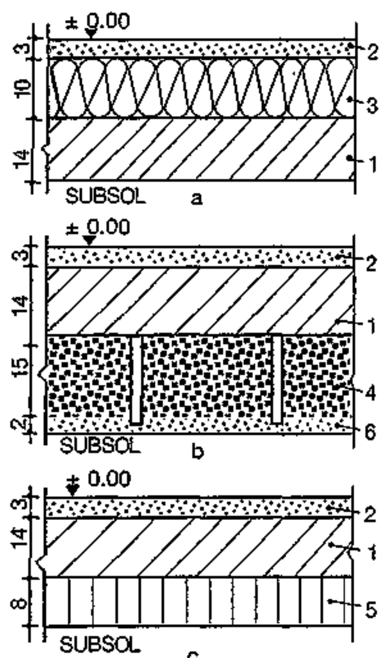
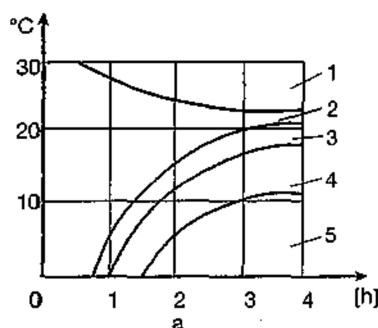


Fig. 2.1.6. Alcătuiri de planșee peste pivnițe și subsoluri neîncălzite:
a - termoizolație: polistiren sau vată minerală sub șapă; b - termoizolație: plăci BCA la intradosul planșeului; c - termoizolație: spumă poliuretanică la intradosul planșeului;
1 - planșeu din beton armat; 2 - șapă de mortar din ciment; 3 - termoizolație din polistiren sau vată minerală; 4 - termoizolație din plăci de BCA; 5 - spumă poliuretanică; 6 - mortar din ciment.



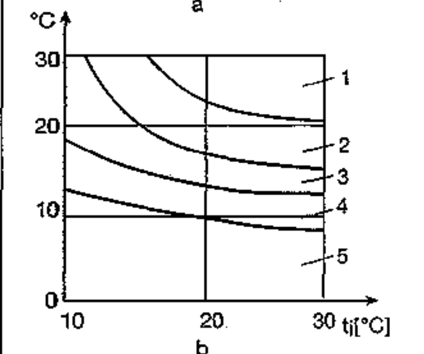


Fig. 2.1.7. Senzația de confort pentru talpa piciorului încălțat în funcție de temperatura pardoselii θ_p:
a - durata de staționare pe pardoseală [h]; b - temperatura aerului interior t_i [°C];
1 - prea cald; 2 - admisibil; 3 - răcoros; 4 - rece; 5 - foarte rece.

radiație, iar senzația de rece depinde de temperatura pardoselii, de temperatura aerului în apropierea pardoselii și de timpul de staționare (fig. 2.1.7).

La piciorul încălțat ușor sau desculț tranferul termic spre pardoseală se realizează, în cea mai mare parte, prin conducție, în funcție de temperatura acesteia și de coeficientul de asimilare a căldurii la contact - *b* - caracteristic materialului din care este compus stratul superior al pardoselii finite:

$$b=\sqrt{\lambda c \rho} \quad [\mathrm{W \cdot s^{-1/2}/m^2 \cdot K}] \quad (2.1.1)$$

în care:

– λ - conductivitatea termică a materialului [W/m·K];

– ρ - densitatea aparentă a materialului [kg/m³];

- *c* - capacitatea calorică masică, conform datelor din Anexa I [J/kg·K].

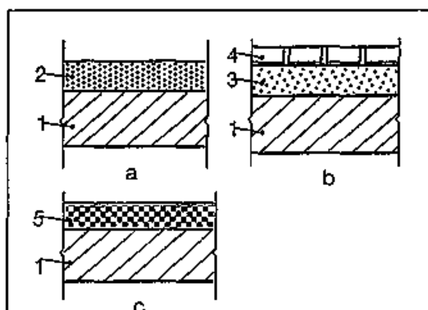


Fig. 2.1.8. Pardoseli reci:
a - beton asfaltic pentru hale industriale; b - dale din piatră naturală (marmură, bazalt, gresie etc); c - mozaic;
1 - planșeu din beton armat; 2 - beton asfaltic; 3 - mortar mixt de var și ciment; 4 - piatră naturală; 5 - mozaic.

În funcție de valoarea coeficientului *b*, pardoselile se pot clasifica din punct de vedere al senzației de cald-rece (tab. 2.1.1.).

Relația de corespondență între coeficientul *b* și coeficientul de asimilare s_{24} este:

$$s_{24}=\sqrt{\frac{2\pi}{\tau_0}}\cdot b=0{,}008526\cdot b \quad [\mathrm{W/m^2 \cdot K}] \quad (2.1.2)$$

în care τ_0 este perioada de oscilație diurnă a temperaturii exterioare (τ_0 = 24 ore = 86.400 s).

În categoria pardoselilor reci sunt incluse: marmora, piatra naturală, asfaltul, betonul, mozaicul de ciment, piatra spartă, mozaicul venețian, gresia, plăcile ceramice etc. (fig. 2.1.8).

În categoria pardoselilor calde sunt incluse: parchetul, covorul PVC, mochetă etc. (fig. 2.1.9).

2.1.1.6 Planșee amplasate pe pământ

Sunt prevăzute cu un strat termoizolator pe toată suprafața sau cel puțin pe o fâșie cu lățimea de 1,0 m pe tot conturul, amplasat fie peste placa din beton - sub pardoseală, fie sub placa din beton. Pentru reducerea pierderilor de căldură perimetrale, este obligatorie prevederea unui strat termoizolator la nivelul soclului.

2.1.1.7 Pereții care separă spațiile încălzite de cele adiacente neîncălzite sau mult mai puțin încălzite

Aceste elemente pot fi sau nu prevăzute cu un strat termoizolator.

Anumite elemente de mobilier, de exemplu, dulapurile în perete sau

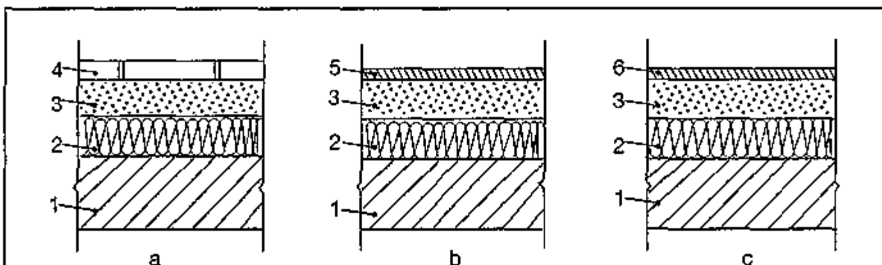


Fig. 2.1.9. Pardoseli calde:
a - parchet lipit pe șapă de mortar; b - covor din PVC; c - mochetă;
1 - planșeu din beton armat; 2 - termoizolație; 3 - șapă de egalizare; 4 - lamele parchet de 10 sau 17 mm grosime; 5 - covor din PVC (linoleum) de 15 mm grosime; 6 - covor tip mochetă de 10...20 mm grosime.

Tabelul 2.1.1. Clasificarea pardoselilor din punct de vedere al senzației de cald-rece

Tipul pardoselii după senzația de confort la contact cu talpa piciorului	Coeficient de asimilare termică la contact -b- [W·s⁻¹ᐟ²/m²·K]	Coeficientul de asimilare termică s_{24} [W/m²·K]
Foarte cald	< 350	< 3,0
Cald	350...700	3,0...6,0
Optimal	700...1050	6,0...9,0
Răcoros	1050...1400	9,0...12,0
Rece	> 1400	> 12,0

biblioteca, pot reprezenta elemente de separare a spațiilor interioare cu rezistență la transfer termic și capacitate de acumulare a căldurii, deloc neglijabilă.

În situația separării a două spații de temperaturi diferite trebuie luată în considerare rezistența termică introdusă de un astfel de element de mobilier sub forma sumei rezistențelor termice (fig. 2.1.10).

Relația de calcul a rezistenței termice este:

$$R = \Sigma R_j = 4R_i + 2R_L \quad [m^2 \cdot K/W] \quad (2.1.3)$$

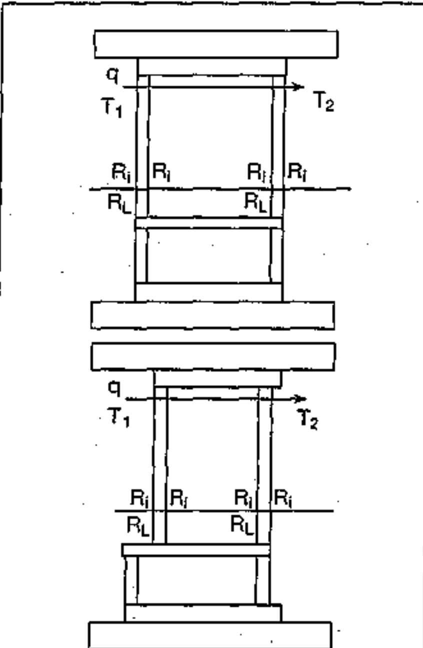


Fig. 2.1.10. Schema de calcul a elementelor de mobilier interior pentru separarea spațiilor cu temperaturi diferite.

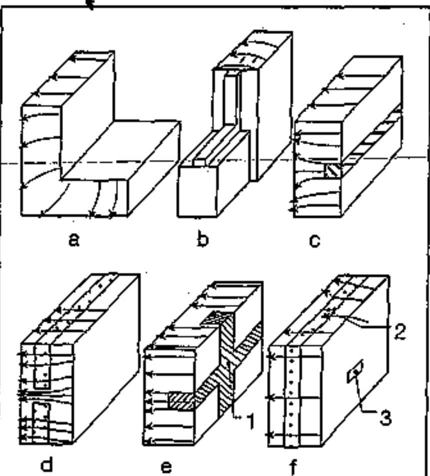


Fig. 2.1.11. Clasificarea punților termice: *a - zone cu arii diferite la exterior față de interior; b - zone cu grosimi sau/și materiale diferite; c, e - zone cu incluziuni parțiale din materiale cu conductivități diferite; d, f - zone cu incluziuni totale din materiale cu conductivități diferite; a, b, c, d - punți termice liniare; e, f - punți termice punctuale;* 1 - punte termică punctuală; 2 - agrafă in-

în care:

- R_i este rezistența termică superficială interioară (R_i = 0,125 m²·K/W);
- R_L - rezistența termică specifică prin peretele de lemn al elementului de mobilier [m²·K/W].

2.1.1.8 Considerații generale privind alcătuirea anvelopei

Din punct de vedere termotehnic, elemetele de construcții care alcătuiesc anvelopa unei clădiri sunt realizate din straturi omogene, cvasiomogene și din punți termice.

Straturile omogene au grosime constantă cu caracteristici termotehnice uniforme sau care pot fi considerate uniforme.

Straturile cvasiomogene sunt alcătuite din două sau mai multe materiale având conductivități termice diferite, dar care pot fi considerate ca straturi omogene având conductivități termice echivalente.

Punțile termice (fig. 2.1.11) reprezintă zone ale anvelopei unei clădiri în care rezistența termică, altfel uniformă, este sensibil modificată ca urmare a faptului că izotermele nu sunt paralele cu suprafețele elementelor de construcții. În consecință, fluxul termic - altfel unidirecțional - este sensibil modificat. În zonele punților termice se modifică și temperaturile superficiale interioare.

Punțile termice apar datorită:

- penetrării parțiale sau totale a elementelor de construcții perimetrale, cu materiale având o conductivitate termică diferită;
- schimbării grosimii elementului de construcții;
- diferenței între ariile suprafețelor interioare și exterioare, așa cum apar la colțurile dintre pereți, precum și la cele dintre pereți și planșee.

Din punctul de vedere al lungimii lor, punțile termice se clasifică în: punți termice liniare; punți termice punctuale.

Din punctul de vedere al alcătuirii lor, punțile termice sunt:

- constructive, realizate prin incluziuni locale de materiale având o conductivitate termică diferită;
- geometrice, realizate ca urmare a unor forme geometrice specifice (colțuri, schimbări ale grosimilor etc.);
- mixte, având ambele caracteristici de mai sus.

Influența punților termice liniare și a celor punctuale asupra zonelor cu alcătuire omogenă se cuantifică, în calcule, prin coeficienți liniari Ψ, respectiv, prin coeficienți punctuali χ, de transfer termic, care amplifică sau, în unele cazuri, diminuează amploarea fluxului termic unidirecțional.

2.1.2. Aria anvelopei unei clădiri - A -

Se calculează ca suma tuturor ariilor elementelor de construcții perimetrale ale acesteia prin care au loc pierderile de căldură. Suprafețele se delimitează prin axele geometrice ale elementelor de construcții interioare și prin fețele interioare ale elementelor de construcții perimetrale.

2.1.3. Volumul clădirii - V -

Reprezintă volumul delimitat pe contur de fețele interioare ale elementelor de construcții perimetrale. Volumul V include atât încăperile încălzite direct (cu elemente de încălzire), cât și încăperile încălzite indirect (fără elemente de încălzire), dar la care căldura pătrunde prin pereții adiacenți, lipsiți de o termoizolație semnificativă. În acest sens se consideră ca făcând parte din volumul clădirii: cămări, debarale, vestibuluri, holuri de intrare, casa scării, puțul liftului și alte spații comune. Nu se includ în volumul clădirii: camerele de pubele, verandele, precum și balcoanele și logiile, chiar în situația în care ele sunt închise cu tâmplărie exterioară.

2.1.4. Alegerea elementelor de construcții din punct de vedere termotehnic

Se face astfel încât să se realizeze, în principal, următoarele:

- rezistența termică minimă necesară pentru asigurarea climatului interior, limitarea fluxului termic și economisirea energiei în exploatarea clădirilor;
- evitarea condensării vaporilor de apă pe suprafața interioară a elementelor de construcții;
- rezistența la permeabilitate la vapori, pentru limitarea sau eliminarea fenomenului de condensare a vaporilor de apă în interiorul elementelor de construcții;
- stabilitatea termică necesară, atât pe timp de iarnă, cât și pe timp de vară.

De asemenea, la realizarea unui element de construcții perimetral trebuie avute în vedere următoarele:

- amplasarea stratului termoizolator se face de preferință spre exterior; materialele cu proprietăți termoizolatoare bune, dar fără rezistență mare la permeabilitate pentru vapori, creează condiții defavorabile la difuzia vaporilor de apă dacă sunt amplasate către interior; ele provoacă o cădere bruscă a curbei de temperaturi prin grosimea elementului, nu însă și o cădere corespunzătoare a presiunii, astfel că apare pericolul formării condensatului pe fața rece a termoizolației;

- barierele de vapori, alcătuite din materiale cu rezistenţă mare la permeabilitatea vaporilor de apă, trebuie amplasate pe faţa caldă a termoizolaţiilor;

- pentru ca un element uşor să fie echivalent cu unul masiv, este necesar să aibă o rezistenţă termică sporită cu atât mai mult cu cât este mai uşor;

- sunt de preferat, în general, soluţiile fără straturi de aer neventilat, deoarece prin acestea vaporii de apă trec cu uşurinţă, ei neavând, practic, rezistenţă la permeabilitatea vaporilor.

2.2. Dimensionarea elementelor de construcţii perimetrale din punct de vedere termotehnic

2.2.1. Obiectivele calculului termotehnic

Verificarea termotehnică se face atât la clădirile noi, cât şi la cele existente care urmează a fi supuse unor lucrări de reabilitare şi de modernizare, indiferent de sistemul de încălzire utilizat.

Verificarea termotehnică a clădirilor, se face la trei niveluri:

- *pe ansamblul clădirii,* prin verificarea rezistentelor termice specifice medii ale tuturor elementelor de construcţii care alcătuiesc anvelopa clădirii şi prin verificarea cuantumului coeficientului global de izolare termică, ambele pe considerente termoenergetice;

- *pe fiecare încăpere*, prin verificarea rezistenţelor termice specifice corectate pe considerente de confort, precum şi pentru obţinerea datelor necesare proiectării instalaţiei de încălzire;

- *verificări generale:* verificarea absenţei pericolului de condensare a vaporilor de apă pe suprafaţa interioară a elementelor de construcţii; verificarea lipsei acumulării de apă de la an la an în structura interioară a elementelor de construcţii şi eliminarea posibilităţii umezirii excesive a materialelor termoizolante; verificarea stabilităţii termice a elementelor de construcţii şi a încăperilor.

Se admite ipoteza că transferul termic se face în regim staţionar.

2.2.2. Calculul termotehnic pentru stabilirea grosimii stratului termoizolator

Dimensionarea stratului termoizolator la elementele de construcţii perimetrale cuprinde:

a) *Determinarea rezistenţelor termice* şi anume:

- *rezistenţele termice minime necesare* R'_{nec} din considerente igienico-sanitare şi de confort, astfel încât să fie limitată diferenţa Δt_{imax} între temperatura aerului interior şi temperatura superficială medie a suprafeţei interioare (conf. 2.2.3.2.);

- *rezistenţele termice minime necesare* $R'_{nec\,\theta}$ din considerente igienico-sanitare şi de confort, astfel încât temperaturile pe suprafeţele interioare, atât în câmp curent, cât şi în dreptul punţilor termice, să fie mai mari decât temperatura punctului de rouă θ_r, fiind evitată apariţia condensatului pe suprafeţele interioare (conf. 2.2.3.2);

- *rezistenţele termice minime, normate* R'_{min} în scopul reducerii consumului de energie în exploatare (conf. 2.2.3.2);

- *rezistenţele termice specifice corectate R'* cu luarea în considerare a influenţei punţilor termice, pe fiecare element de construcţii perimetral (conf. 2.2.3.1).

De asemenea, se fac următoarele verificări:

• compararea valorilor R', calculate pentru fiecare încăpere în parte, cu rezistenţele termice minime necesare R'_{nec} stabilite din considerente igienico-sanitare şi de confort (conf. 2.2.3.2);

• compararea valorilor rezistenţelor termice corectate medii R'_m calculate pentru fiecare element de construcţii pe ansamblul clădirii, cu rezistenţele termice minime normate R'_{min} în scopul reducerii consumului de energie în exploatare (conf. 2.2.3.2);

Rezistenţele termice specifice corectate R' servesc şi la:

• determinarea coeficientului global de izolare termică *G* sau *G1* (conf. normativelor C 107/1 „Normativ privind calculul coeficienţilor globali de izolare termică la clădirile de locuit" şi C 107/2 „Normativ privind calculul coeficienţilor globali de izolare termică la clădiri cu altă destinaţie decât cea de locuit"), în scopul stabilirii nivelului de performanţă termotehnică de ansamblu a clădirii şi comparării cu valoarea normată, stabilită în vederea limitării consumului de energie pentru încălzirea clădirilor;

• calculul necesarului de căldură, în vederea proiectării instalaţiilor de încălzire.

b) *Determinarea temperaturilor pe suprafaţa interioară* a elementelor de construcţii (utilizând programele de calcul automat), în vederea:

- verificării riscului de apariţie a condensatului superficial, prin compararea temperaturilor minime pe suprafaţa interioară $t_{si\,min}$ cu temperatura punctului de rouă θ_r a stării aerului din încăpere (determinată în funcţie de temperatură şi umiditatea relativă a aerului interior);

- verificării condiţiilor de confort interior, prin asigurarea indicilor globali de confort termic *PMV* şi *PPD*, în funcţie de temperaturile medii de pe suprafeţele interioare ale elementelor de construcţii perimetrale (conf. STAS 13149 „Fizica construcţiilor. Ambianţe termice moderate. Determinarea indicilor *PMV* şi *PPD* şi nivele de performanţă pentru ambianţe").

c) *Calculul la difuzia vaporilor de apă* prin elementele de construcţii perimetrale pentru limitarea condensării vaporilor de apă în interiorul acestora (2.2.5).

d) *Calculul la stabilitate termică* a elementelor de construcţii perimetrale în vederea limitării oscilaţiilor temperaturii pe suprafaţa interioară a acestora, precum şi a temperaturii aerului interior (conf. 2.2.6).

2.2.3. Determinarea rezistenţelor termice specifice ale elementelor de construcţii opace

2.2.3.1 Rezistenţele termice specifice efective

Se determină pornind de la cele unidirecţionale la care, pentru determinarea rezistenţelor termice specifice corectate se ia în considerare influenţa punţilor termice.

2.2.3.1.1 Rezistenţa termică specifică unidirecţională - R -

Rezistenţa termică specifică unidirecţională a unui element de construcţii alcătuit din unul sau mai multe straturi din materiale omogene, fără punţi termice, inclusiv, din eventuale straturi de aer neventilat, dispuse perpendicular pe direcţia fluxului termic, se calculează cu relaţia:

$$R = R_{si} + \Sigma R_s + \Sigma R_a + R_{se} \quad [\text{m}^2\cdot\text{K/W}] \qquad (2.2.1)$$

în care:

- R_{si} şi R_{se} sunt rezistenţele termice superficiale determinate cu relaţiile $R_{si} = 1/\alpha_i$, $R_{se} = 1/\alpha_e$ în care α_i şi α_e reprezintă coeficienţii de transfer termic superficial interior şi, respectiv, exterior; valorile rezistenţelor şi ale coeficienţilor se consideră în calcule în funcţie de direcţia şi sensul fluxului termic conform tabelului 2.2.1; la determinarea rezistenţelor termice ale elementelor de construcţii interioare, pe ambele suprafeţe ale elementului se consideră valori $\alpha_i = \alpha_e = 8$ W/m²·K; în spaţiile neîncălzite, indiferent de sensul fluxului termic, se consideră $\alpha_i = \alpha_e = 12$ W/m²·K;

- R_a - rezistenţele termice ale straturilor de aer neventilate (tab. 2.2.2) se iau în funcţie de direcţia şi sensul fluxului termic şi de grosimea stratului de aer; valorile din tabel, din coloana „flux termic orizontal" sunt valabile şi pentru fluxuri termice înclinate cu cel

mult 30° față de verticală, iar cele din coloanele „flux termic vertical" sunt valabile și pentru fluxuri înclinate cu cel mult 30° față de orizontală (m²K/W);

R_s - rezistența termică specifică a unui strat omogen al elementului de construcții se determină cu relația:

$$R_s = \frac{d}{\lambda} \quad [m^2 \cdot K/W] \qquad (2.2.2)$$

în care:

- d - grosimea de calcul a stratului, [m];
- λ - conductivitatea termică de calcul a materialului (Anexa I) [W/m·K].

Relația 2.2.1 se utilizează și pentru determinarea rezistenței termice specifice în câmp curent, a elementelor de construcții neomogene (cu punți termice).

În calculul unidirecțional, suprafețele izoterme se consideră că sunt paralele cu suprafața elementului de construcții.

La elementele de construcții cu permeabilitate la aer ridicată, determinarea rezistenței termice specifice unidirecționale se face cu luarea în considerare a prevederilor STAS 6472/7.

Când există un oarecare grad de ventilare a spațiului de aer, deci o comunicare cu mediul exterior, apar următoarele situații:

- *Strat de aer foarte slab ventilat* când există o legătură cu mediul exterior prin intermediul unor găuri de dimensiuni reduse. Dacă între stratul de aer și mediul exterior nu există nici un strat termoizolant și găurile prevăzute sunt astfel dispuse încât să nu se poată naște un curent de aer prin stratul de aer considerat, stratul de aer se poate considera în calcule ca un strat de aer neventilat.

- *Strat de aer slab ventilat,* când straturile de aer au legătură cu mediul exterior prin intermediul unor găuri având dimensiuni între 500 și 1500 mm²/m² pentru structuri verticale și între 500 și 1500 mm²/m² pentru straturi orizontale. În aceste condiții, rezistența termică a stratului de aer slab ventilat se consideră în calcule ca jumătate din valorile prevăzute în tabelul 2.2.2; dacă rezistența termică R_s a straturilor amplasate între stratul de aer și mediul exterior depășește 0,15 m²·K/W, rezistența termică a acestor straturi, care se consideră în calcule, se limitează la valoarea de 0,15 m²·K/W. Trebuie să se respecte, de asemenea, condiția ca găurile să nu fie dispuse astfel încât să favorizeze un curent de aer prin stratul de aer considerat.

- *Strat de aer bine ventilat,* când straturile de aer au legătură cu mediul exterior prin intermediul unor găuri care, pentru straturi verticale, depășesc 1500 mm²/m² și pentru straturi orizontale, 1500 mm²/m². În aceste condiții rezistența termică se calculează atât fără aportul stratului de aer, cât și fără cel a straturilor amplasate între stratul de aer și mediul exterior.

Tabelul 2.2.1. Coeficienții de transfer termic superficial α_i / α_e în W/m²·K și rezistențele termice superficiale R_{si} / R_{se}, în m²·K/W

Direcția și sensul fluxului termic	Elemente de construcții în contact cu: • exteriorul • pasaje deschise (ganguri) • rosturi deschise		Elemente de construcții în contact cu spații ventilate neîncălzite: • subsoluri și pivnițe • poduri • balcoane și logii închise • rosturi închise • alte încăperi	
	α_i/R_{si}	α_e/R_{se}	α_i/R_{si}	α_e/R_{se}
T_i → T_e (T_u) (orizontal)	8/0,125	24/0,042*)	8/0,125	12/0,084
α_e $T_e(T_u)$ / α_i T_i (vertical ascendent)	8/0,125	24/0,042*)	8/0,125	12/0,084
α_i T_i / α_e $T_e(T_u)$ (vertical descendent)	6/0,167	24/0,042*)	6/0,167	12/0,084

*) Pentru condiții de vară: α_e=12 W/m²·K, R_{se}=0,084 m²·K/W

Tabelul 2.2.2. Rezistențele termice ale straturilor de aer neventilate R_a [m²·K/W]

Grosimea stratului de aer [mm]	Direcția și sensul fluxului termic R_a [m²·K/W]		
	Orizontal	Vertical	
		ascendent	descendent
5	0,11	0,11	0,11
7	0,13	0,13	0,13
10	0,15	0,15	0,15
15	0,17	0,16	0,17
25	0,18	0,16	0,19
50	0,18	0,16	0,21
100	0,18	0,16	0,22
300	0,18	0,16	0,23

2.2.3.1.2 Rezistența termică specifică corectată - R' -

Rezistența termică specifică corectată se determină la elementele de construcții cu alcătuire neomogenă; ea ține seama de influența punților termice asupra valorii rezistenței termice specifice determinate pe baza unui calcul unidirecțional în câmp curent, respectiv în zona cu alcătuire predominant omogenă.

Rezistența termică specifică corectată R' respectiv, coeficientul de transfer termic corectat U' se calculează cu relația generală:

$$U' = \frac{1}{R'} = \frac{1}{R} + \frac{\sum(\Psi \cdot l)}{A} + \frac{\sum \chi}{A} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (2.2.3)$$

în care:

- R este rezistența termică specifică unidirecțională aferentă ariei A [m²·K/W];
- l - lungimea punților termice liniare de același fel, din cadrul suprafeței A [m].

Coeficienții specifici liniari Ψ și punctuali χ de transfer termic aduc o corecție a calculului unidirecțional, ținând seama atât de prezența punților termice constructive, cât și de comportarea reală, bidimensională, respectiv, tridimensională, a fluxului termic, în zonele de neomogenitate ale elementelor de construcții.

Se fac următoarele precizări:

- punțile termice punctuale rezultat la intersecția unor punți termice liniare, de regulă, se neglijează în calcule;
- coeficienții Ψ și χ se determină pe baza calculului numeric automat al câmpurilor de temperaturi și ei se introduc în relația (2.2.3) cu semnele lor algebrice. Semnul (+) reprezintă o reducere a rezistenței termice corectate R' față de rezistența termică unidirecțională R; semnul (-) are o frecvență mai redusă și semnifică o mărire a valorii R' față de valoarea R. În C 107/3 „Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcții ale clădirilor" și în C 107/5 „Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcții în contact cu solul", se dau tabele cu coeficienții Ψ și χ pentru o serie de detalii utilizate în mod curent;
- pentru calcule la faze preliminare de proiectare, rezistența termică specifică corectată a elementelor de construcții neomogene poate fi determinată cu metoda aproximativă de calcul dată în C 107/3. Se procedează astfel:
  - se împarte elementul de construcții

în straturi paralele cu suprafața elementului și în zone perpendiculare pe suprafața acestuia, așa cum se arată în figura 2.2.1. Straturile se definesc j (j = 1, 2, 3) iar zonele se definesc m (m = a, b, c, d). Straturile au grosimi d_j, iar zonele au arii A_m. Se calculează ariile zonelor A_m (A_a, A_b, A_c, A_d) și ponderea acestora f_m față de aria totală $A = \Sigma A_m$:

$$f_a=\frac{A_a}{A};f_b=\frac{A_b}{A};f_c=\frac{A_c}{A};f_d=\frac{A_d}{A} \qquad (2.2.4)$$

unde $f_a + f_b + f_c + f_d = 1$ (2.2.5)

În acest fel, elementul de construcții a fost împărțit în fragmente m_j, care sunt omogene din punct de vedere termic.

Fiecare fragment m_j (de ex., a_1, a_2, a_3, b_1, b_2 ......) are o conductivitate termică λ_{mj}, o grosime d_j, o pondere f_m și o rezistență termică R_{mj}.

• se determină *valoarea maximă a rezistenței termice (R_{max})*, folosind relația de calcul:

$$\frac{1}{R_{max}}=\frac{f_a}{R_a}+\frac{f_b}{R_b}+\frac{f_c}{R_c}+\frac{f_d}{R_d} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \qquad (2.2.6)$$

în care: R_a, R_b, R_c și R_d reprezintă rezistențele termice R, calculate cu relația (2.2.1)

• se determină *rezistențele termice echivalente* R_j ale fiecărui strat neomogen în parte:

$$\frac{1}{R_j}=\frac{f_a}{R_{aj}}+\frac{f_b}{R_{bj}}+\frac{f_c}{R_{cj}}+\frac{f_d}{R_{dj}} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \qquad (2.2.7)$$

în care:

$$R_{aj}=\frac{d_j}{\lambda_{aj}};R_{bj}=\frac{d_j}{\lambda_{bj}};R_{cj}=\frac{d_j}{\lambda_{cj}};R_{dj}=\frac{d_j}{\lambda_{dj}} \qquad (2.2.8)$$

Rezistențele termice echivalente R_j se pot calcula, în variantă, cu relația:

$$R_j=\frac{d_j}{\lambda'_j} \text{ [m}^2\text{·K/W]} \qquad (2.2.9)$$

în care λ'_j este conductivitatea termică echivalentă a stratului j, care se calculează cu relația:

$$\lambda'_j = \lambda_{aj}{\cdot}f_a + \lambda_{bj}{\cdot}f_b + \lambda_{cj}{\cdot}f_c + \lambda_{dj}{\cdot}f_d \text{ [W/m·K]} \qquad (2.2.10)$$

În această variantă de calcul, straturile de aer neventilat trebuie să fie înlocuite cu straturi de aceleași dimensiuni, realizate dintr-un material având o conductivitate termică echivalentă;

$$\lambda_j=\frac{d_j}{R_a} \text{ [W/m·K]} \qquad (2.2.11)$$

în care R_a este rezistența termică a stratului de aer [m²·K/W].

• se calculează *valoarea minimă a rezistenței termice* R_{min} cu relația:

$$R_{min}= R_{si} + \Sigma R_j + R_{se} \text{ [m}^2\text{·K/W]} \qquad (2.2.12)$$

• se calculează *rezistența termică specifică corectată R'* ca medie aritmetică a valorilor R_{max} și R_{min}:

$$R'=\frac{R_{max}+R_{min}}{2} \text{ [m}^2\text{·K/W]} \qquad (2.2.13)$$

• se calculează *eroarea relativă maximă posibilă*, în procente:

$$\left|\frac{R_{max}-R_{min}}{2}\cdot 100\right| \text{ [\%]} \qquad (2.2.14)$$

De exemplu, pentru un raport R_{max}/R_{min} = 1,5 eroarea maximă este de 20%, pentru un raport R_{max}/R_{min} = 1,25, eroare maximă este de 11 %, iar pentru R_{max}/R_{min} = 2, eroare maximă este de 33 %.

2.2.3.1.3 Rezistența termică specifică medie - R'_m -

Rezistența termică specifică medie a unui element de construcții se

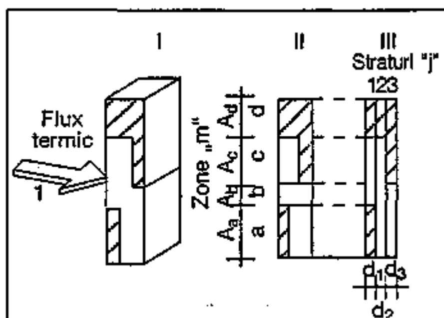


Fig. 2.2.1. Schema de calcul pentru determinarea rezistenței termice corectate R' prin metoda aproximativă.

Tabelul 2.2.3. Valorile normate pentru $\Delta t_{i\,max}$ [K]

Grupa clădirii	Destinația clădirii	φ_i [%]	Valori normate $\Delta t_{i\,max}$ [K] Pereți	Tavane	Pardoseli
I	· Clădiri de locuit, cămine, internate	60	4,0	3,0	2,0
	· Spitale, policlinici ș. a. · Creșe, grădințe · Școli, licee ș.a.	50	4,5	3,5	2,5
II	· Alte clădiri social - culturale,cu regim normal de umiditate	50	4,5	3,5	2,5
III	· Clădiri sociale cu regim ridicat de umiditate · Clădiri de producție cu regim normal de umiditate	60	6,0	4,5	3,0
IV	· Clădiri de producție cu regim ridicat de umiditate	≤75	$0,8 \cdot \Delta t_{i\,max}$; $\Delta t_{i\,max} = t_i - \theta^{*)}_r$		3,5

*) θ_r - este temperatura punctului de rouă corespunzătoare lui t_i și φ_i din încăpere.

Tabelul 2.2.4. Temperatura punctului de rouă θ_r [°C]

Umiditatea relativă a aerului φ_i [%]	Temperatura aerului interior t_i [°C] 12	14	16	18	20	22
100	+ 12,0	+ 14,0	+ 16,0	+ 18,0	+ 20,0	+ 22,0
95	+ 11,2	+ 13,2	+ 15,2	+ 17,2	+ 19,2	+ 21,2
90	+ 10,4	+ 12,4	+ 14,3	+ 16,3	+ 18,3	+ 20,3
85	+ 9,6	+ 11,5	+ 13,5	+ 15,4	+ 17,4	+ 19,4
80	+ 8,7	+ 10,6	+ 12,5	+ 14,5	+ 16,5	+ 18,4
75	+ 7,7	+ 9,7	+ 11,6	+ 13,5	+ 15,4	+ 17,4
70	+ 6,7	+ 8,6	+ 10,5	+ 12,4	+ 14,4	+ 16,3
65	+ 5,7	+ 7,5	+ 9,4	+11,3	+ 13,2	+ 15,1
60	+ 4,5	+ 6,4	+ 8,2	+ 10,1	+ 12,0	+ 13,9
55	+ 3,2	+ 5,1	+ 7,0	+ 8,8	+ 10,7	+ 12,5
50	+ 1,9	+ 3,7	+ 5,6	+ 7,4	+ 9,3	+ 11,1
45	+ 0,4	+ 2,3	+ 4,1	+ 5,9	+ 7,7	+ 9,5
40	- 1,0	+ 0,6	+ 2,4	+ 4,2	+ 6,0	+ 7,8
35	- 2,6	- 1,1	+ 0,5	+ 2,3	+ 4,1	+ 5,9
30	- 4,5	- 2,9	- 1,3	+ 0,2	+ 1,9	+ 3,6
25	- 6,6	- 5,0	- 3,5	- 2,0	- 0,5	+ 1,1

calculează cu relația:

$$R'_m = \frac{1}{U'_m} = \frac{\sum A_j}{\sum (A_j \cdot U'_j)} = \frac{\sum A_j}{\sum (A_j / R'_j)}$$

[m²·K/W] (2.2.15)

în care U'_j sunt coeficienți de transfer termic corectați, aferenți suprafețelor A_j [W/m²·K];

Rezistențele termice medii R'_m se pot calcula:

- pentru o încăpere având mai multe suprafețe aferente unui aceluiași element de construcții, de exemplu, pereții exteriori la o încăpere de colț;
- pentru un nivel al clădirii;
- pentru ansamblul unei clădiri.

2.2.3.2 Rezistențe termice specifice normate

Rezistențele termice specifice efective, calculate după metodologia indicată la

Tabelul 2.2.5. Presiunile de saturație ale vaporilor de apă - p_s - pentru diferite temperaturi ale aerului [Pa]

t	Fracțiuni de °C									
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
°C	Presiunea de saturație a vaporilor de apă p_s [Pa]									
	Pentru domeniul de temperatură de la 30 până la 0 °C									
30	4244	4269	4294	4319	4344	4369	4394	4419	4445	4469
29	4006	4030	4053	4077	4101	4124	4148	4172	4196	4219
28	3781	3803	3826	3848	3871	3894	3916	3939	3961	3984
27	3566	3588	3609	3631	3652	3674	3695	3717	3793	3759
26	3362	3382	3403	3423	3443	3463	3484	3504	3525	3544
25	3169	3188	3208	3227	3246	3266	3284	3304	3324	3343
24	2985	3003	3021	3040	3059	3077	3095	3114	3132	3151
23	2810	2827	2845	2863	2880	2897	2915	2932	2950	2968
22	2645	2661	2678	2695	2711	2727	2744	2761	2777	2794
21	2487	2504	2518	2535	2551	2566	2582	2598	2613	2629
20	2340	2354	2369	2384	2399	2413	2428	2443	2457	2473
19	2197	2212	2227	2241	2254	2268	2283	2297	2310	2324
18	2065	2079	2091	2105	2119	2132	2145	2158	2172	2185
17	1937	1950	1963	1976	1988	2001	2014	2027	2039	2052
16	1818	1830	1841	1854	1866	1878	1889	1901	1914	1926
15	1706	1717	1729	1739	1750	1762	1773	1784	1795	1806
14	1599	1610	1621	1631	1642	1653	1663	1674	1684	1695
13	1498	1508	1518	1528	1538	1548	1559	1569	1578	1588
12	1403	1413	1422	1431	1441	1451	1460	1470	1479	1488
11	1312	1321	1330	1340	1349	1358	1367	1375	1385	1394
10	1228	1237	1245	1254	1262	1270	1279	1287	1295	1304
9	1148	1156	1163	1171	1179	1187	1195	1203	1211	1218
8	1073	1081	1088	1096	1103	1110	1117	1125	1133	1140
7	1022	1008	1016	1023	1030	1038	1045	1052	1059	1066
6	935	942	949	955	961	968	975	982	988	995
5	872	878	884	890	896	902	907	913	919	925
4	813	819	825	831	837	843	849	854	861	866
3	759	765	770	776	781	787	793	798	803	808
2	705	710	716	721	727	732	737	743	748	753
1	657	662	667	672	677	682	687	691	696	700
0	611	616	621	626	630	635	640	645	648	653
	Pentru domeniul de temperatură de la 0 până la -20 °C									
0	611	605	600	595	592	587	582	577	572	567
-1	562	557	552	547	543	538	534	531	527	522
-2	517	514	509	505	501	496	492	489	484	480
-3	476	472	468	464	461	456	452	448	444	440
-4	437	433	430	426	423	419	415	412	408	405
-5	401	398	395	391	388	385	382	379	375	372
-6	368	365	362	359	356	353	350	347	343	340
-7	337	336	333	330	327	324	321	318	315	312
-8	310	306	304	301	298	296	294	291	288	286
-9	284	281	279	276	274	272	269	267	264	262
-10	260	258	255	253	251	249	246	244	242	239
-11	237	235	233	231	229	228	226	224	221	219
-12	217	215	213	211	209	208	206	204	202	200
-13	198	197	195	193	191	190	188	186	184	182
-14	181	180	178	177	175	173	172	170	168	167
-15	165	164	162	161	159	158	157	155	153	152
-16	150	149	148	146	145	144	142	142	139	138
-17	137	136	135	133	132	131	129	128	127	126
-18	125	124	123	122	121	120	118	117	116	115
-19	114	113	112	111	110	109	107	106	105	104
-20	103	102	101	100	99	98	97	96	95	94

§ 2.2.3.1, este necesar a fi comparate cu rezistențele termice specifice normate, cele care asigură, pe de o parte, condițiile igienico-sanitare și de confort iar, pe de altă parte, realizează economii importante de energie în exploatare. Aceasta se face pentru fiecare încăpere în parte, respectiv, pentru ansamblul clădirii.

2.2.3.2.1 Rezistențe termice specifice normate pentru asigurarea condițiilor igienico-sanitare și de confort

Rezistențele termice specifice normate (necesare) se determină astfel încât să se asigure limitarea diferențelor de temperatură $\Delta t_{i\,max}$ între temperatura aerului interior t_i și temperatura superficială medie $t_{si\,m}$ corespunzătoare fiecărei încăperi:

$\Delta t_{i\,max} = t_i - t_{si\,m}$ [K] (2.2.16)

Pentru toate categoriile de clădiri, se calculează pentru fiecare element de construcții perimetral rezistența termică necesară din considerente ingienico-sanitare.

Pentru elementele de construcții opace, se utilizează relația:

$$R'_{nec} = \frac{\Delta t}{\alpha_i \Delta t_{i\,max}} \quad [m^2 \cdot K/W] \quad (2.2.17)$$

în care $\Delta t_{i\,max}$ este dată în tabelul 2.2.4 în funcție de destinația clădirii și de tipul elementului de construcții.

La elementele de construcții care separă încăperea încălzită de un spațiu neîncălzit, în loc de valoarea $\Delta t = t_i - t_e$, în relația 2.2.17 se introduce diferența de temperatură $(t_i - t_u)$, în care t_u reprezintă temperatura în spațiul neîncălzit, determinată pe baza unui calcul de bilanț termic.

La elementele de construcții care separă încăperea încălzită de un spațiu mai puțin încălzit, în loc de valoarea Δt, în relația (2.2.17) se introduce diferența dintre cele două temperaturi interioare convenționale de calcul.

Rezistențele termice specifice corectate R' ale tuturor elementelor de construcții perimetrale calculate pentru fiecare încăpere în parte, trebuie să fie mai mari decât rezistențele termice necesare:

$R' \geq R'_{nec}$ [m²·K/W] (2.2.18)

Condiția 2.2.18 se aplică și la elementele de construcții adiacente rosturilor închise, izolate față de mediul exterior, la verificarea termotehnică a elementelor de construcții interioare, spre încăperile neîncălzite sau mai puțin încălzite, precum și la clădirile încălzite cu sobe.

La elementele de construcții ale încăperilor în care staționarea oamenilor este de scurtă durată (de exemplu, casa scării, holurile de intrare în clădirile de locuit etc.) valorile $\Delta t_{i\,max}$ din tabelul 2.2.3. se măresc cu 1 °C.

Pentru încăperile clădirilor de producție cu degajări importante de căldură, valoarea $\Delta t_{i\,max}$ nu se normează, dacă este îndeplinită una din următoarele condiții:

- degajările de căldură depășesc cu cel puțin 50 % necesarul de căldură de calcul;
- densitatea fluxului termic degajat este de cel puțin 23 W/m² de element de construcții;
- suprafața interioară a elementului de construcții este supusă unui flux radiant permanent sau este spălată de aer uscat și cald.

Relația 2.2.17 nu se aplică la suprafețele vitrate.

Pentru elementele de construcții ușoare - cu excepția suprafețelor vitrate - sunt valabile valorile R'_{nec} de mai jos, prin care se urmărește a se compensa inerția (exprimată prin greutate) redusă, prin rezistențe termice specifice sporite:

pentru 20 kg/m² R'_{nec} = 2,50 m²·K/W
pentru 50 kg/m² R'_{nec} = 2,00 m²·K/W
pentru 100 kg/m² R'_{nec} = 1,80 m²·K/W
pentru 150 kg/m² R'_{nec} = 1,60 m²·K/W

2.2.3.2.2. Rezistențe termice specifice normate pentru eliminarea condensării vaporilor de apă de pe suprafețele interioare

Se determină astfel încât să asigure limitarea temperaturilor pe suprafețele interioare ale elementelor de construcții perimetrale sub temperatura punctului de rouă θ_r atât în câmp curent, cât și în dreptul tuturor punților termice.

$t_{si}\,(t_{si\,min}, t_{si\,colt}) \geq \theta_r$ [°C] (2.2.19)

Temperatura punctului de rouă se poate determina din tabelul 2.2.4, în funcție de temperatura interioară convențională de calcul t_i și de umiditatea relativă a aerului interior, φ_i. De asemenea, temperatura punctului de rouă se poate calcula și astfel:

- se determină presiunea parțială a vaporilor de apă din încăpere, cu relația:

$$p_{vi} = \frac{p_s \cdot \varphi_i}{100} \quad [Pa] \quad (2.2.20)$$

în care:

- p_s este presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii aerului interior, conform tabelului 2.2.5 [Pa];
- φ_i - umiditatea relativă a aerului umed interior [%];
- din tabelul 2.2.5. se determină temperatura pentru care presiunea parțială a vaporilor de apă, calculată cu relația 2.2.20, devine presiune de saturație; valoarea obținută este temperatura punctului de rouă θ_r.

Temperatura pe suprafața interioară a elementelor de construcții fără punți termice (sau în câmpul curent al elementelor de construcții cu punți termice) se determină cu relația:

$$t_{si} = t_i - \frac{\Delta t}{\alpha_i \cdot R} \quad [°C] \quad (2.2.21)$$

La elementele de construcții adiacente spațiilor neîncălzite, în locul valorii $\Delta t = t_i - t_e$ în relația de calcul 2.2.21 se introduce diferența de temperatură $(t_i - t_u)$.

Tabelul 2.2.6. Rezistențe termice minime R'_{min} ale elementelor de construcții, pe ansamblul clădirilor de locuit

Nr. crt.	Elementul de construcții	R'_{min} [m²·K/W] Clădiri proiectate până la 1.01.1998	după 1.01.1998
1	Pereți exteriori (exclusiv suprafețele vitrate, inclusiv pereții adiacenți rosturilor deschise)	1,20	1,40
2	Tâmplărie exterioară	0,40	0,50
3	Planșee peste ultimul nivel, sub terase sau poduri	2,00	3,00
4	Planșee peste subsoluri neîncălzite și pivnițe	1,10	1,65
5	Pereți adiacenți rosturilor închise	0,90	1,10
6	Planșee care delimitează clădirea la partea inferioară, de exterior (la bowindouri, ganguri de trecere ș.a)	3,00	4,50
7	Plăci pe sol (peste CTS)	3,00	4,50
8	Plăci la partea inferioară a demisolurilor sau a subsolurilor încălzite (sub CTS)	4,20	4,80
9	Pereți exteriori, sub CTS, la demisolurile sau la subsolurile încălzite	2,00	2,40

În zona punților termice, temperaturile t_{si}, se determină printr-un calcul automat al câmpului de temperaturi. În mod curent, pentru determinarea temperaturilor minime $t_{si\,min}$ este suficient a se face calculul câmpului plan, bidimensional, de temperaturi.

Temperatura superficială medie aferentă suprafeței interioare a unui element de construcții se poate determina cu relația:

$$t_{si\,m} = t_i - \frac{\Delta t}{\alpha_i \cdot R'} \quad [°C] \qquad (2.2.22)$$

în care R' este rezistența termică specifică corectată, după necesități, fie a unei încăperi, fie a ansamblului clădirii.

La elementele de construcții adiacente spațiilor neîncălzite, în locul valorii Δt se introduce diferența de temperatură $(t_i - t_u)$.

Cu ajutorul temperaturilor superficiale medii $t_{si\,m}$ determinate cu relația 2.2.22 se pot calcula și verifica indicii globali de confort termic *PMV* și *PPD*, precum și indicatorii specifici disconfortului local: temperatura suprafeței pardoselii, variația pe verticală a temperaturii aerului și asimetria temperaturii radiante, în conformitate cu STAS 13149.

Pentru toate categoriile de clădiri, se calculează pentru fiecare element de construcții perimetral *rezistența termică necesară* $R'_{nec\,\theta}$ din condiția de limitare a temperaturilor superficiale astfel încât să nu apară fenomenul de condensat pe suprafața interioară a elementelor de construcții, cu relația:

$$R'_{nec\,\theta} = \frac{\Delta t}{\alpha_i (t_i - \theta_r)} = R_i \frac{\Delta t}{t_i - \theta_r} \quad [m^2 \cdot K/W] \qquad (2.2.23)$$

2.2.3.2.3. Rezistențe termice specifice normate pentru reducerea consumului de energie

Rezistențele termice medii R'_m pe clădire, pe fiecare element (conf. § 2.2.3.1.3) se compară cu rezistențele termice minime R'_{min} indicate de actele normative în vigoare, astfel încât să fie îndeplinită condiția:

$$R'_m \geq R'_{min} \quad [m^2 \cdot K/W] \qquad (2.2.24)$$

Pentru clădirile de locuit valorile normate ale rezistențelor minime R'_m se dau în tabelul 2.2.6.

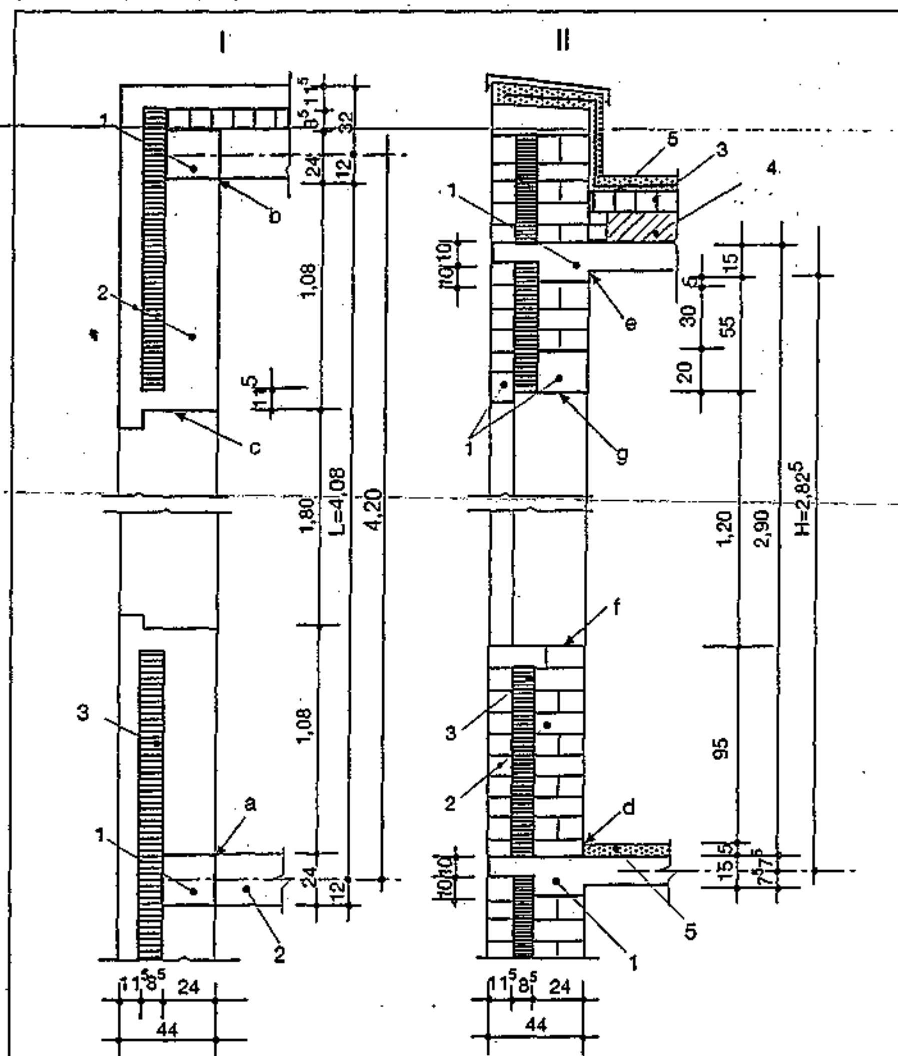


Fig. 2.2.2. Scheme pentru exemplul de calcul 1:
I - secțiune orizontală; II - secțiune verticală; 1 - beton armat; 2 - zidărie din cărămizi; 3 - polistiren celular; 4 - beton simplu; 5 - mortar din ciment.

Exemplul de calcul 1

Se calculează rezistența termică specifică corectată R' pentru peretele exterior al unei încăperi amplasate la ultimul nivel al unei clădiri de locuit, folosind metoda de calcul exactă, cu coeficienți specifici liniari și punctuali de transfer termic.

Dimensiunile și alcătuirea peretelui exterior rezultă din secțiunea orizontală și din cea verticală care se dau în figura 2.2.2. Se utilizează zidărie din cărămizi cu goluri verticale tip GVP având $\lambda = 0{,}60$ W/m·K, de dimensiuni 240 x 115 x 88 mm și termoizolație din polistiren celular de 84 mm grosime având $\lambda = 0{,}044$ W/m·K. Se prevăd agrafe de legătură realizate din o[ț]el inoxidabil 4ϕ6/m². Peretele este tencu[it] cu mortar având 3 cm grosime la exterior și 2 cm grosime la interior, cu $\lambda = 0{,}93$ W/m·K.

Termoizolația terasei este realizată din polistiren celular de 10 cm grosime cu $\lambda = 0{,}044$ W/m·K. Tâmplăria exterioară este dublă din lemn.

Rezolvare:

1. Pentru determinarea *rezistenței termice, specifice unidirecționale R*, se aplică relația 2.2.1 în care valorile coeficienților de transfer termic superficial s-au considerat $\alpha_i = 8$ W/m²·K și $\alpha_e = 24$ W/m²·K, conform tabelului 2.2.1, iar valorile coeficienților de conductivitate termică, λ, conform datelor din Anexa I.

$$R = \frac{1}{8} + \frac{0{,}355}{0{,}600} + \frac{0{,}080}{0{,}044} + \frac{0{,}05}{0{,}93} + \frac{1}{24} =$$

$$= 2{,}63 \ m^2 \cdot K/W$$

Pentru stratul de polistiren celular s-a considerat în calcul grosimea minimă posibilă, având în vedere abaterea admisă (± 4 mm) față de grosimea nominală de 84 mm.

2. Determinarea *coeficienților specifici liniari și punctuali de transfer termic*

Pe baza detaliilor din figura 2.2.2 și din C 107/3, se extrag coeficienții liniari de transfer termic, pentru grosimea peretelui $d = 45$ cm și pentru conductivitatea termică a zidăriei $\lambda = 0{,}60$ W/m·K. Coeficienții Ψ se dau în tabelul 2.2.7.

Pentru detaliile „d" și „e" s-au considerat valorile Ψ corespunzătoare grosimii $a = 10$ cm, având în vedere că determinantă din punct de vedere termotehnic nu este grosimea planșeului, ci grosimea consolei din beton armat.

Coeficientul punctual de transfer termic aferent agrafelor metalice ϕ 6 mm se extrage din „Normativul - C 107/3, pentru $d = 45$ cm și $\lambda = 0{,}60$ W/m·K:

Tabelul 2.2.7. Stabilirea coeficienţilor Ψ (pentru exemplului de calcul 1)

Secţiuni		Detaliul din figura 2.2.2		Numărul tabelului din C107/3		Ψ [W/m·K]
Orizontale	a	Intersecţie pereţi		2	cu stâlpişor	0,01
	b	Colţ pereţi		4		0,09
	c	Glaf lateral fereastră		52	cu nervuri	0,15
Verticale	d	Intersecţie perete cu	pardoseală	23	a = 10 cm	0,14
	e		tavan	31	a = 10 cm a' = 10 cm	0,26
	f	Glaf fereastră	inferior	53	a = 9 cm	0,16
	g		superior	54	h = 20 cm	0,10

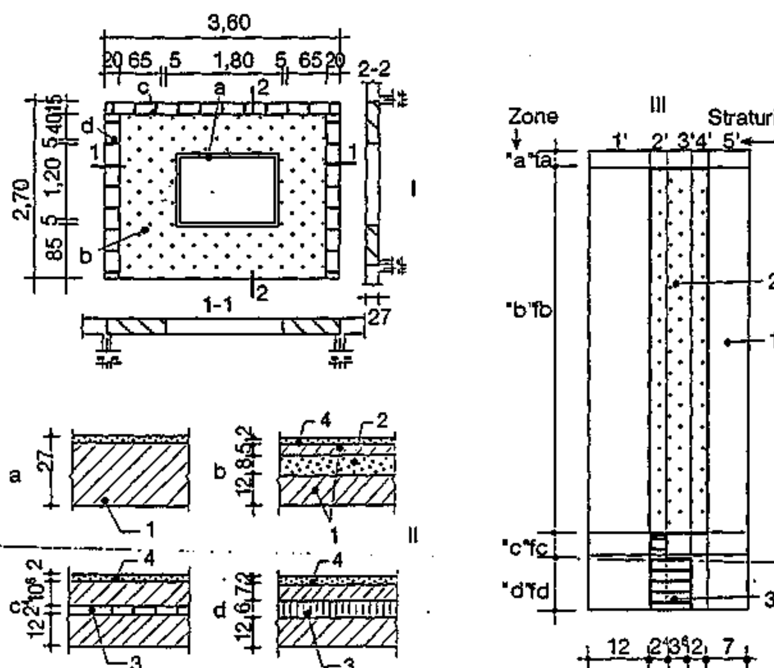


Fig. 2.2.3. Schemele pentru exemplul de calcul 2:
I - alcătuirea peretelui exterior; II - zonele caracteristice ale peretelui exterior; III - împărţirea peretelui în zone de straturi;
1 - beton armat; 2 - vată minerală G100; 3 - polistiren celular; 4 - mozaic.

= 0,0039 W/K.

3. Determinarea *ariei şi a lungimilor*

Din figura 2.2.2, rezultă:

$A = 4{,}08 \cdot 2{,}825 - 1{,}80 \cdot 1{,}20 = 9{,}366\ m^2$

$l_a = l_b = 2{,}825$ m

$l_c = 2 \cdot 1{,}20 = 2{,}40$ m

$l_d = l_e = 4{,}08$ m

$l_f = l_g = 1{,}80$ m

Numărul de agrafe este:

9,366 · 4 = 37 buc (4 buc/m²)

4. Determinarea *rezistenţei termice specifice corectate (R')* a peretelui exterior

Se utilizează relaţia 2.2.3:

$$U' = \frac{1}{R'} = \frac{1}{R} + \frac{\sum(\Psi \cdot l)}{A} + \frac{\sum \chi}{A}$$

$\sum(\Psi \cdot l) = 2{,}285 \cdot (0{,}01+0{,}09) + 2{,}40 \cdot 0{,}15 + 4{,}08 \cdot (1{,}40+0{,}26) + 1{,}8 \cdot (0{,}16+0{,}10) = 2{,}743$ W/K

$\sum \chi = 37 \cdot 0{,}0039 = 0{,}144$ W/K

$$U' = \frac{1}{R'} = \frac{1}{2{,}63} + \frac{2{,}743+0{,}144}{9{,}366} = 0{,}380 + 0{,}308 = 0{,}688\ W/m^2 \cdot K$$

$$R' = \frac{1}{0{,}688} = 1{,}45\ m^2 \cdot K/W$$

Exemplul de calcul 2

Se calculează rezistenţa termică specifică corectată R' pentru peretele exterior al unei încăperi dintr-o clădire de locuit, amplasată în zona climatică II, folosind metoda de calcul aproximativă din anexa H din „Normativul - C 107/3.

Peretele exterior este realizat dintr-un panou mare prefabricat şi are alcătuirea din figura 2.2.3 I şi II.

Se verifică dacă peretele respectă încadrarea în valorile normate prevăzute de actele normative în vigoare, având în vedere că amplasamentul clădirii este în zona II climatică din România.

Rezolvare:

1. *Determinarea rezistenţei termice specifice corectate R'* se face aplicând relaţiile 2.2.4...2.2.13.

Dimensiunile panoului sunt egale cu dimensiunile peretelui exterior, între axele geometrice ale pereţilor şi planşeelor paralele cu fluxul termic. Peretele are o structură neomogenă pe ambele direcţii şi punţi termice.

Se împarte panoul în zone distincte din punct de vedere termic, conform figurii 2.2.3 III, astfel:

- a - zona de nervuri (punţi termice) din beton armat;
- b - zona de câmp, alcătuită din mai multe straturi, cu termoizolaţia din plăci de vată minerală G100;
- c - zona de îmbinare orizontală;
- d - zona de îmbinare verticală.

În tabelul 2.2.8 se calculează, pe zone, valorile $\sum R_s$.

Caracteristicile termotehnice ale materialelor se iau din Anexa I.

Pentru stratul de mozaic se iau aceleaşi valori ca pentru stratul de beton armat.

- Se calculează *ariile* corespunzătoare fiecărei zone:

zona „a" (nervuri):

$A_a = (2 \cdot 1{,}80 \cdot 0{,}05) + (2 \cdot 1{,}30 \cdot 0{,}05) = 0{,}31\ m^2$

zona „b" (câmp):

$A_b = (2 \cdot 0{,}65 \cdot 2{,}55) + (1{,}25 \cdot 1{,}90) = 5{,}69\ m^2$

zona „c" (îmbinare orizontală):

$A_c = 3{,}60 \cdot 0{,}15 = 0{,}54\ m^2$

zona „d" (îmbinare verticală):

$A_d = 2 \cdot 0{,}20 \cdot 2{,}55 = 1{,}02\ m^2$

$A_a + A_b + A_c + A_d = 0{,}31 + 5{,}69 + 0{,}54 + 1{,}02 = 7{,}56\ m^2$

Suprafaţa opacă a peretelui:

$A = 3{,}60 \cdot 2{,}70 - 1{,}80 \cdot 1{,}20 = 7{,}56\ m^2$

Verificare:

$A = A_a + A_b + A_c + A_d$

- Se calculează *rezistenţele termice specifice unidirecţionale:*

$R_{si} + R_{se} = 0{,}125 + 0{,}042 = 0{,}167\ m^2 \cdot K/W$

$R = \sum R_s + (R_{si} + R_{se})$

zona „a"

$R_a = 0{,}167 + 0{,}167 = 0{,}334\ m^2 \cdot K/W$

zona „b"

$R_b = 1{,}784 + 0{,}167 = 1{,}951\ m^2 \cdot K/W$

zona „c"

$R_c = 0{,}697 + 0{,}167 = 0{,}864\ m^2 \cdot K/W$

zona „d"

$R_d = 1{,}494 + 0{,}167 = 1{,}661\ m^2 \cdot K/W$

- Se calculează *ponderea zonelor* cu relaţia 2.2.4 (figura 2.2.3, III)

$f_a=\frac{0,31}{7,56}=0,041$; $f_b=\frac{5,69}{7,56}=0,753$;

$f_c=\frac{0,54}{7,56}=0,071$; $f_d=\frac{1,02}{7,56}=0,135$;

$f_a+f_b+f_c+f_d=1,00$

- *Valoarea maximă a rezistenței termice* se calculează cu relația 2.2.6.

$$\frac{1}{R_{max}}=\frac{0,041}{0,334}+\frac{0,753}{1,951}+\frac{0,071}{0,864}+\frac{0,135}{1,661}=$$
$$=0,672\ W/m^2K$$

$$R_{max}=\frac{1}{0,672}=1,488\ m^2K/W$$

- Se calculează rezistențele termice ale straturilor 1' ... 5' (fig. 2.2.3, III)

$$\frac{1}{R'_1}=\frac{1,00}{\frac{0,12}{1,62}}=13,50\ W/m^2K$$

$$\frac{1}{R'_2}=\frac{0,041}{\frac{0,024}{1,620}}+\frac{0,753}{\frac{0,024}{0,048}}+\frac{0,206}{\frac{0,024}{0,044}}=4,651\ W/m^2K$$

$$\frac{1}{R'_3}=\frac{0,112}{\frac{0,036}{1,620}}+\frac{0,753}{\frac{0,036}{0,048}}+\frac{0,135}{\frac{0,036}{0,044}}=6,209\ W/m^2K$$

$$\frac{1}{R'_4}=\frac{0,274}{\frac{0,020}{1,620}}+\frac{0,753}{\frac{0,020}{0,048}}=21,814\ W/m^2K$$

$$\frac{1}{R'_5}=\frac{1,00}{\frac{0,07}{1,62}}=23,143\ W/m^2K$$

- Valoarea minimă a *rezistenței termice* se calculează cu relația 2.2.12:

$$R_{min}=\frac{1}{8}+\frac{1}{13,5}+\frac{1}{4,651}+\frac{1}{6,209}+$$
$$+\frac{1}{21,814}+\frac{1}{23,143}+\frac{1}{24}=$$
$$=0,706\ m^2K/W$$

- Se calculează *rezistența termică specifică corectată R'* ca medie aritmetică a valorilor R_{max} și R_{min} utilizând relația 2.2.13:

$$R'=\frac{1,488+0,706}{2}=1,10\ m^2K/W$$

2. *Determinarea rezistenței termice necesare* se face utilizând relația 2.2.17:

$$R'_{nec}=\frac{\Delta t}{\alpha_i\cdot\Delta t_{max}}$$

unde t_i = + 20 °C ; t_e = -15 °C (zona II climatică); Δt = 20 - (-15) = 35 K; pentru valoarea $\Delta t_{i\,max}$ = 4K (tabelul 2.2.3) și α_i = 8 W/m²·K; R'_{nec} = 35/8·4 = 1,09 m²·K/W

Rezultă că se îndeplinește condiția dată de relația 2.2.18: $R' > R'_{nec}$.

2.2.4. Rezistențe termice ale suprafețelor vitrate

Rezistențele termice ale tâmplăriei exterioare (ferestre și uși vitrate) din lemn, ale luminatoarelor și ale pereților exteriori vitrați sunt date în tabelul 2.2.9.

Pentru tâmplăriile metalice simple, realizate din profile din oțel, se consideră următoarele rezistențe termice:

- cu o foaie de geam simplu
  R = 0,17 m²·K/W
- cu o foaie de geam termoizolant
  R = 0,28 m²·K/W

Pentru alte tipuri de elemente de construcții decât cele cuprinse în tabelul 2.2.9, rezistențele termice specifice se determină prin experimentări de către institute de specialitate.

Din considerente de confort interior, rezistențele termice specifice ale elementelor de construcție vitrate trebuie să fie mai mari decât valorile R'_{nec} din tabelul 2.2.10. De asemenea, din considerente de economie de energie termică, la clădirile de locuit rezistențele termice ale tâmplăriei exterioare trebuie să fie mai mari decât valorile din tabelul 2.2.6.

2.2.5. Difuzia vaporilor de apă prin elementele de construcții

Comportarea unui element de construcții la difuzia vaporilor de apă este corespunzătoare dacă îndeplinește condițiile:

- cantitatea de apă m_w provenită din condensarea vaporilor în masa elementului de construcții în perioada rece a anului, este mai mică decât cantitatea de apă m_v care s-ar putea evapora în perioada caldă a anului, adică:

$m_w < m_v$ [kg/m²] (2.2.25)

Nu se admite acumularea progresivă, de la un an la altul, a apei provenite din condensarea vaporilor în interiorul elementelor de construcții.

- creșterea umidității relative masice ΔW, la sfârșitul perioadei de condensare interioară, nu depășește valoarea maximă admisibilă ΔW_{adm} dată în tabelul 2.2.11, unde:

$$\Delta W=\frac{100\cdot m_w}{\rho\cdot d_w}<\Delta W_{adm}\ [\%] \qquad (2.2.26)$$

în care:

- ρ este densitatea aparentă a materialului care s-a umezit prin condensare [kg/m³];
- d_w - grosimea stratului de material în care se produce acumulare de apă [m].

Metodele de calcul care pot fi utilizate la studiul comportamentului elementelor de construcții la difuzia vaporilor sunt:

- metoda de calcul aproximată bazată pe analiza fenomenului fizic cu valori

Tabelul 2.2.8. Calculul valorilor ΣR_s (pentru exemplul de calcul 2)

Nr. crt	Denumirea stratului	Densitatea aparentă ρ [kg/m³]	Grosimea stratului d [m]	Conductivitatea termică de calcul λ [W/m·K]	$R_s = d/\lambda$ [m²·K/W]
a. Zonă de nervuri (punți termice)					
1	Beton armat	2400	0,27	1,62	0,167
					Zona „a" ΣR_s = 0,167
b. Zonă de câmp					
1	Beton armat	2400	0,19	1,62	0,117
2	Vată minerală G100	100	0,08	0,048	1,667
					Zona „b" ΣR_s = 1,784
c. Zonă de îmbinare orizontală					
1	Beton armat	2400	0,246	1,62	0,152
2	Polistiren celular	20	0,024	0,044	0,545
					Zona „c" ΣR_s = 0,697
d. Zonă de îmbinare verticală					
1	Beton armat	2400	0,21	1,62	0,130
2	Polistiren celular	20	0,06	0,044	1,364
					Zona „d" ΣR_s = 1,494

medii, în ipoteza regimului staționar;

- metoda de calcul în regim real nestaționar, bazată pe analiza dinamică a fenomenului fizic printr-o metodă cu diferențe finite de timp (analiză în timp real).

În practica curentă se folosește cu bune rezultate prima metodă.

Verificările se fac fie pe baza calculului numeric automat, care dă direct valorile m_w, ΔW și ΔW_{adm}, fie manual, prin rezolvare grafo-analitică, utilizând relațiile de calcul din STAS 6472/4.

Pentru pereții exteriori ai clădirilor de locuit, realizați dintr-un singur strat omogen sau cvasiomogen, nu este necesară verificarea prin calcul a comportării la difuzia vaporilor de apă; fac excepție pereții exteriori ai încăperilor cu umidități relative ale aerului interior de peste 60 % (saună, uscătorii, spălătorii).

2.2.5.1 Verificarea grafică a difuziei vaporilor de apă în interiorul elementelor de construcții

Etapele calculului sunt următoarele:

1) Se stabilesc rezistențele termice specifice ale straturilor componente, R_s, utilizând relația 2.2.2.

2) Se stabilește variația temperaturii în interiorul elementului de construcții, în ipoteza temperaturii exterioare egale cu temperatura medie anuală a perioadei reci t_{em} care se consideră:

pentru zona I: t_{em} = +10,5 °C
pentru zona II: t_{em} = +9,5 °C
pentru zona III: t_{em} = +7,5 °C
pentru zona IV: t_{em} = +6,5 °C

Calculele se fac în ipoteza că elementul de construcții este alcătuit din straturi omogene perpendiculare pe fluxul termic.

În această ipoteză se pot determina următoarele temperaturi:

• pe suprafața interioară a elementului de construcții, pe baza relației 2.2.21;

• pe suprafața exterioară a elementului de construcții cu relația:

$$t_{se}=t_e=\frac{\Delta t}{\alpha_e\cdot R} \quad [°C] \quad (2.2.27)$$

$$\Delta t=t_i-t_{em}$$

• într-un plan n din interiorul elementului de construcții, cu una din relațiile:

$$t_n=t_i-\frac{\Delta t}{R}\left(R_{si}+\sum R_{sj}\right) \quad [°C] \quad (2.2.28)$$

sau:

$$t_n=t_e+\frac{\Delta t}{R}\left(R_{se}+\sum R_{sj}\right) \quad [°C] \quad (2.2.29)$$

în care $\sum R_{sj}$ reprezintă suma rezistențelor termice specifice ale straturilor amplasate între suprafața interioară, respectiv, exterioară și planul n.

Temperaturile din interiorul elementelor de construcții neomogene se pot determina printr-un calcul numeric automat al câmpului bidimensional de temperaturi.

3) Se stabilesc temperaturile medii ale straturilor și, corespunzător acestora, din tabelul 2.2.12, se determină valorile coeficienților de difuzie a vaporilor de apă M_j.

4) Se determină rezistența la permeabilitate la vapori R_v a elementelor de construcții, pe baza coeficienților de difuzie a vaporilor de apă M_j și a factorilor rezistenți la permeabilitate la vapori ($1/K_D$) dați în Anexa I utilizând relația:

$$R_v=R_{v1}+R_{v2}+...+R_{vn}=\sum d_j\frac{1}{K_{Dj}}M_j \quad [m/s] \quad (2.2.30)$$

5) Se reprezintă grafic elementul de construcții, amplasându-se pe abscisă rezistențele la permeabilitatea la vapori ale straturilor componente iar pe ordonată presiunile la vapori;

6) Se reprezintă grafic curba de variație a presiunilor de saturație corectate ale vaporilor de apă în interiorul elementului de construcție p_{skcor}, calculată cu relațiile următoare (2.2.31):

pentru zona I:

$$p_{skcor}=p_{skm}+172\left(\sum_{j=1}^{j=k}\frac{R_{s(j-1,j)}}{R}\right)^2 \quad [Pa]$$

pentru zona II:

$$p_{skcor}=p_{skm}+162\left(\sum_{j=1}^{j=k}\frac{R_{s(j-1,j)}}{R}\right)^2 \quad [Pa]$$

pentru zona III:

Tabelul 2.2.9. Rezistențe termice specifice R pentru elemente de construcții vitrate

Elementul de construcții vitrat	R [m²·K/W]
Tâmplărie exterioară din lemn	
- simplă, cu o foaie de geam	0,19
- simplă, cu un geam termoizolant	0,33
- simplă, cu două foi de geam la distanță de 2...4 cm	0,31
- simplă, cu o foaie de geam și un geam termoizolant la distanță de 2...4 cm	0,44
- cuplată, cu două foi de geam la distanță de 2...4 cm	0,39
- cuplată, cu o foaie de geam și un geam termoizolant la distanță de 2..4 cm	0,51
- dublă, cu două foi de geam la distanță de 8...12 cm	0,43
- dublă, cu o foaie de geam și un geam termoizolant la distanță de 8...12 cm	0,55
- triplă, cu trei foi de geam	0,57
- triplă, cu două foi de geam și un geam termoizolant	0,69
Luminatoare	
- cu o foaie de geam	0,18
- cu un geam termoizolant	0,29
- cu două foi de geam la distanță de 1...3 cm	0,27
- din plăci PAS	
- simple	0,18
- duble....	0,34
Pereți exteriori vitrați	
- geam profilit tip U, montat simplu	0,17
- geam profilit tip U, montat dublu	0,27
- geam profilit tubular	0,30
- plăci PAS, montate simplu	0,18
- plăci presate din sticlă, tip S (Nevada) :	
- pereți simpli	0,22
- pereți dubli	0,42
- cărămizi presate din sticlă cu goluri, de 80 mm grosime	0,31
- vitrine cu rame metalice, cu o foaie de geam	0,18

Tabelul 2.2.10. Rezistențe termice specifice necesare R'_{nec} pentru elementele de construcții vitrate

Grupa clădirii din tabelul 2.2.3	R'_{nec} [m²·K/W]		
	Tâmplăria exterioară	Luminatoare	Pereți exteriori vitrați
I	0,39	0,31	0,33
II	0,35	0,28	0,30
III	0,31	0,25	0,27
IV	0,27	0,22	0,24

La tâmplăria exterioară de la casa scării și de la alte spații de circulație, indiferent de grupa clădirii, se admite R'_{nec} = 0,27 m²·K/W

La tâmplăria exterioară de la vitrine se admite R'_{nec} = 0,22 m²·K/W

$$p_{skcor} = p_{skm} + 142\left(\sum_{j=1}^{j=k} \frac{R_{s(j-1,j)}}{R}\right)^2 \quad [Pa]$$

pentru zona IV:

$$p_{skcor} = p_{skm} + 132\left(\sum_{j=1}^{j=k} \frac{R_{s(j-1,j)}}{R}\right)^2 \quad [Pa]$$

în care: p_{skm} este presiunea de saturație a vaporilor de apă în secțiunea k conform tabelului 2.2.5.

7) Se reprezintă grafic linia presiunilor parțiale p_v ale vaporilor de apă prin unirea punctului p_{vi} de pe suprafața interioară a elementului de construcții (corespunzător temperaturii aerului interior t_i și umidității relative a aerului interior φ_i), cu punctul p_{vecor} de pe suprafața exterioară a elementului de construcții (corespunzător temperaturii exterioare t_{em} și umidității relative a aerului exterior φ_e - considerată cu valoarea de 80 %).

Valorile presiunilor parțiale ale vaporilor de apă din aerul interior p_{vi} respectiv, din aerul exterior p_{ve} se stabilesc cu relațiile:

$$p_{vi} = \frac{\varphi_i \cdot p_{si}}{100} \quad [Pa] \quad (2.2.32)$$

$$p_{ve} = \frac{\varphi_e \cdot p_{se}}{100} \quad [Pa] \quad (2.2.33)$$

în care p_{si} și p_{se} sunt presiunile de saturație ale vaporilor de apă din aerul interior, restectiv, exterior, determinate cu ajutorul tabelului 2.2.5.

8) Dacă linia presiunilor parțiale, p_v, nu intersectează curba presiunilor de saturație corectate p_{scor} nu are loc acumularea pregresivă de apă de la an la an (ca urmare a condensării vaporilor în interiorul elementului de construcții). În caz contrar, este necesară îmbunătățirea alcătuirii elementului de construcții, introducându-se bariere contra vaporilor sau prevăzându-se straturi de aerare sau ventilare a structurii.

2.2.5.2 Calculul cantității de vapori care condensează în elementul de construcții în perioada rece a anului

Etapele calculului sunt următoarele:

1) Se determină, prin încercări, temperatura aerului exterior t_{econd} la care poate să apară condensatul și temperatura exterioară pentru care linia presiunilor parțiale p_v devine tangentă la curba presiunilor de saturație p_s.

2) Corespunzător temperaturii aerului exterior egală cu t_{econd}, se reprezintă graficul temperaturilor interioare prin elementul de construcții.

3) Se construiește noua linie p_v a presiunilor parțiale pe baza presiunilor de saturație și considerând de această dată umiditatea relativă a aerului exterior de 85 %.

4) Se stabilește durata perioadei de condensare N_w și temperatura exterioară medie t_{es} pe această durată în funcție de temperatura t_{econd}, utilizând tabelul 2.2.13. Considerând t_{es} ca temperatură de calcul pentru aerul exterior, se reface curba presiunilor parțiale de saturație a vaporilor p_s și dreapta presiunilor parțiale p_v. Pentru stabilirea curbei reale p_v din punctele p_{vi} și p_{ve}, se duc tangente la curba presiunilor de saturație p_s, iar punctul în care acestea se întâlnesc marchează suprafața de condensare.

5) Se determină cantitatea de vapori care poate condensa în interiorul elementului de construcții în perioada rece a anului cu relația:

$$m_w = 3600 \cdot \left(\frac{p_{vi} - p_{scs}}{R'_v} - \frac{p_{scs} - p_{ves}}{R''_v}\right) \cdot N_w \quad [kg/m^2] \quad (2.2.34)$$

în care:

- R'_v, R''_v sunt rezistențele de permeabilitate la vapori ale părților elementului de construcții dintre suprafața interioară și suprafața de condensare și, respectiv, dintre suprafața de condensare și suprafața exterioară a elementului de construcții [m/s];
- p_{scs} - presiunea de saturație a vaporilor de apă pe suprafața de condensare [Pa].

6) Se calculează creșterea umidității relative masice ΔW cu relația (2.2.26), corespunzătoare cantității de apă m_w stabilită cu relația (2.2.34).

2.2.5.3 Determinarea cantității de apă acumulată care se poate evapora în perioada caldă a anului

Etapele calculului sunt următoarele:

1) Se stabilește durata perioadei de evaporare N_v și temperatura exterioară medie t'_{es} pe acesată durată în funcție de temperatura t_{econd}, utilizând tabelul 2.2.14. Considerând t'_{es} ca temperatura de calcul pentru aerul exterior, se reface curba temperaturilor interioare, curba presiunilor de saturație a vaporilor p'_s și dreapta presiunilor parțiale p'_v. Se consideră umiditatea relativă a aerului exterior în perioada caldă a anului de 70 %.

2) Se calculează cantitatea de apă care se poate evapora în perioada caldă a anului cu relația:

$$m_v = 3600\left(\frac{p'_{scs} - p'_{vi}}{R'_v} - \frac{p'_{scs} - p'_{ves}}{R''_v}\right) N_v \quad [kg/m^2] \quad (2.2.35)$$

în care:

- R'_v, R''_v sunt rezistențele la permeabilitate la vapori a părților elementului de construcții dintre suprafața de condensare și, respectiv, dintre suprafața exterioară a elementului de construcții [m/s];
- p'_{scs} - presiunea de saturație necorectată a vaporilor de apă pe suprafața de condensare, corespunzătoare

Tabelul 2.2.11. Creșterea maximă admisibilă a umidității relative masice în perioada de condensare ΔW_{adm} [%]

Nr. crt.	Materialul	Creșterea maximă admisibilă a umidității relative masice în perioada de condensare ΔW_{adm} [%]
1	Beton greu, cu densitatea aparentă peste 1800 kg/m³	2
2	Zidărie din cărămidă plină	1,5
3	Zidărie din cărămidă sau blocuri ceramice cu goluri	2
4	Zidărie din blocuri mici din beton ușor, pline sau cu goluri	5
5	Plăci termoizolante din b.c.a., cu densitatea aparentă până la 550 kg/m³	5
6	Zidărie din blocuri și pereți din beton celular autoclavizat	6
7	Tencuieli interioare	2
8	Panouri din beton ușor (granulit, zgură etc)	5
9	Umplutură din zgură, cenușă, granulit	3
10	Polistiren celular	15
11	Sticlă spongioasă	1,5
12	Vată minerală și produse din vată minerală sau fibre de bazalt	3
13	Lemn și produse din lemn antiseptizate (PFL, PAL, PAF)	5
14	Produse termoizolante din deșeuri textile sintetice	2
15	Stabilit	2

temperaturii pe această suprafață [Pa].

3) Se verifică condiția de neacumulare progresivă, de la un an la altul, a apei provenite din condensarea vaporilor în interiorul elementelor de construcții, cu relația 2.2.25. În cazul în care condiția nu este îndeplinită, se iau măsuri constructive care să asigure regimul de umiditate normal al elementului de construcții: prevederea stratului de izolare termică la exterior, prevederea barierei de vapori etc.

Exemplul de calcul 3

Se verifică, la difuzia vaporilor de apă, un perete exterior structural din zidărie de cărămidă GVP, cu strat de termoizolație din polistiren celular de 8,5 cm grosime, protejat cu zidărie de

Tabelul 2.2.12. Valorile coeficienților de difuzie a vaporilor de apă în aer M_j [s^{-1}]

T_m	Fracțiuni de °C									
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
°C	Coeficienți de difuzie a vaporilor de apă în aer M_j, [s^{-1}]; (valorile se înmulțesc cu 10^8)									
	Pentru domeniul de temperatură de la 30 până la 0 °C									
30	50,34	-	-	-	-	-	-	-	-	-
29	50,48	50,47	50,45	50,44	50,42	50,41	50,40	50,38	50,37	50,35
28	50,58	50,57	50,56	50,55	50,54	50,53	50,52	50,51	50,50	50,49
27	50,73	50,71	50,70	50,68	50,67	50,65	50,64	50,62	50,61	50,60
26	50,87	50,86	50,84	50,83	50,81	50,80	50,79	50,77	50,76	50,74
25	51,0	50,99	50,97	50,96	50,95	50,93	50,92	50,91	50,90	50,88
24	51,15	51,13	51,12	51,10	51,09	51,07	51,06	51,04	51,03	51,02
23	51,29	51,28	51,26	51,25	51,23	51,22	51,21	51,19	51,18	51,16
22	51,39	51,38	51,37	51,36	51,35	51,34	51,33	51,32	51,31	51,30
21	51,50	51,49	51,48	51,47	51,46	51,44	51,43	51,42	51,41	51,40
20	51,64	51,63	51,61	51,60	51,58	51,57	51,56	51,54	51,53	51,51
19	51,78	51,77	51,75	51,74	51,72	51,71	51,70	51,68	51,67	51,65
18	51,93	51,91	51,90	51,88	51,87	51,85	51,84	51,82	51,81	51,79
17	52,07	52,06	52,04	52,03	52,01	52,00	51,99	51,97	51,96	51,94
16	52,21	52,20	52,18	52,17	52,15	52,14	52,13	52,11	52,10	52,08
15	52,38	52,36	52,35	52,33	52,31	52,29	52,28	52,26	52,24	52,23
14	52,53	52,51	52,50	52,48	52,47	52,45	52,44	52,42	52,41	52,39
13	52,67	52,68	52,64	52,63	52,61	52,60	52,59	52,57	52,56	52,64
12	52,81	52,80	52,78	52,77	52,75	52,74	52,73	52,71	52,70	52,68
11	52,95	52,94	52,92	52,91	52,90	52,88	52,87	52,85	52,84	52,82
10	53,13	53,11	53,09	53,08	53,06	53,04	53,02	53,00	52,99	52,97
9	53,27	53,26	53,24	53,23	53,21	53,20	53,19	53,17	53,16	53,14
8	53,44	53,42	53,41	53,39	53,37	53,35	53,34	53,32	53,30	53,29
7	53,58	53,57	53,55	53,54	53,52	53,51	53,50	53,48	53,47	53,45
6	53,73	53,71	53,70	53,68	53,67	53,65	53,64	53,62	53,61	53,59
5	53,87	53,86	53,84	53,83	53,81	53,80	53,79	53,77	53,76	53,74
4	54,04	54,02	54,01	53,99	53,97	53,95	53,94	53,92	53,90	53,89
3	54,18	54,17	54,15	54,14	54,12	54,11	54,10	54,08	54,07	54,05
2	54,33	54,31	54,30	54,28	54,27	54,25	54,24	54,22	54,21	54,19
1	54,5	54,48	54,47	54,45	54,43	54,41	54,40	54,38	54,36	54,35
0	54,68	54,66	54,64	54,63	54,61	54,59	54,57	54,55	54,54	54,52
	Pentru domeniul de temperatură de la 0 până la - 20 °C									
0	54,68	54,69	54,71	54,72	54,74	54,75	54,76	54,78	54,79	54,81
-1	54,82	54,84	54,85	54,87	54,89	54,91	54,93	54,95	54,96	54,98
-2	55,00	55,01	55,03	55,04	55,06	55,07	55,08	55,10	55,11	55,13
-3	55,14	55,16	55,18	55,19	55,21	55,23	55,25	55,27	55,28	55,30
-4	55,32	55,33	55,35	55,36	55,38	55,39	55,40	55,42	55,43	55,45
-5	55,46	55,48	55,49	55,51	55,53	55,55	55,56	55,58	55,60	55,61
-6	55,63	55,65	55,67	55,68	55,70	55,72	55,74	55,76	55,77	55,79
-7	55,81	55,83	55,84	55,86	55,88	55,90	55,91	55,93	55,95	55,96
-8	55,98	56,00	56,02	56,05	56,07	56,09	56,11	56,13	56,16	56,18
-9	56,20	56,22	56,23	56,25	56,27	56,29	56,30	56,32	56,34	56,35
-10	56,37	56,39	56,41	56,42	56,44	56,46	56,48	56,50	56,51	56,53
-11	56,55	56,57	56,59	56,60	56,62	56,64	56,66	56,68	56,69	56,71
-12	56,73	56,75	56,76	56,78	56,80	56,82	56,83	56,85	56,87	56,88
-13	56,90	56,92	56,94	56,95	56,97	56,99	57,01	57,03	57,04	57,06
-14	57,08	57,10	57,11	57,13	57,15	57,17	57,18	57,20	57,22	57,24
-15	57,26	57,28	57,29	57,31	57,33	57,35	57,36	57,38	57,40	57,41
-16	57,42	57,45	57,47	57,48	57,50	57,52	57,54	57,56	57,57	57,59
-17	57,61	57,63	57,65	57,66	57,68	57,70	57,72	57,74	57,75	57,77
-18	57,79	57,81	57,82	57,84	57,86	57,87	57,89	57,91	57,93	57,94
-19	57,96	57,98	58,00	58,02	58,04	58,06	58,09	58,11	58,13	58,15
-20	58,17	58,19	58,21	58,22	58,24	58,26	58,28	58,30	58,31	58,33

cărămizi GVP, conform figurii 2.2.4. Peretele aparține unei clădiri de locuit situată în zona climatică II.

Rezolvare:

1. Se stabilesc datele generale în tabelul 2.2.15 și anume:

• caracteristicile higrotermice ale materialelor componente: densitățile, conductivitățile termice, factorii rezistenței la permeabilitate la vapori, conform Anexei I;

• rezistențele termice specifice ale straturilor componente R_s, utilizând relația 2.2.2;

2. Se face verificarea acumulării progresive a condensatului de la an la an, în interiorul elementului de construcții, conform prevederilor de la §2.2.5.1., considerând t_{em} = +9,5 °C (zona climatică II) și φ_{em} = 80 %.

În tabelul 2.2.16 se calculează:

• temperaturile pe suprafețele interioară, exterioară și în planurile care despart straturile componente ale peretelui, utilizând relațiile 2.2.27...2.2.29 (fig. 2.2.4, II);

• rezistențele la permeabilitate la vapori R_v' utilizând relația 2.2.30;.

• presiunile la saturație ale vaporilor de apă în interiorul elementului de construcții p_{skcor} utilizând relația 2.2.31 pentru zona II climatică;

• presiunile parțiale ale vaporilor de apă din interior p_{vi} utilizând relația 2.2.32, respectiv, din aerul exterior p_{ve} utilizând relația 2.2.33.

Se reprezintă grafic elementul de construcții în figura 2.2.4, III, amplasându-se pe abscisă rezistențele la permeabilitate la vapori ale straturilor componente, iar pe ordonată presiunile de vapori.

Se reprezintă grafic curba presiunilor de saturație corectate a vaporilor de apă în interiorul elementului de construcții și linia presiunilor parțiale, utilizând datele calculate în tabelul 2.2.16.

Linia presiunilor parțiale nu intersectează curba presiunilor de saturație corectate și deci nu are loc acumularea progresivă de apă de an la an.

3. Se face calculul cantității de vapori care condensează în elementul de construcții în perioada rece a anului în tabelul 2.2.17, conform § 2.2.5.2.

Temperatura exterioară de început de condensare t_{econd} = -4 °C s-a determinat prin încercări, ea corespunzând temperaturii exterioare pentru care linia presiunilor parțiale devine tangentă la curba presiunilor de saturație. Pentru această temperatura exterioară, în tabelul 2.2.17 și în figura 2.2.4, II și III, se calculează și se trasează grafic temperaturile interioare, curba presiunilor de saturație și linia presiunilor parțiale, considerând umiditatea relativă a aerului exterior de 85 %.

Se stabilește durata perioadei de

Fig. 2.2.4. Schemele pentru exemplul de calcul 3:
I - alcătuirea peretelui exterior; II - grafice de temperaturi; III - grafice de presiuni.

condensare N_w = 900 h și temperatura exterioară medie t_{es} = -9 °C pe acestă durată, în funcție de temperatura t_{econd}, utilizând tabelul 2.2.13. Considerând t_{es} = -9 °C ca temperatură de calcul pentru aerul exterior, se reface curba presiunilor parțiale de saturație a vaporilor p_s și dreapta presiunilor parțiale p_v. Pentru stabilirea curbei reale p_v, din punctele p_{vi} și p_{ve}, se duc tangente la curba presiunilor de saturație p_s, iar punctul în care acestea se întâlnesc marchează suprafața de condensare.

Se determină cantitatea de vapori care pot condensa în interiorul elementului de construcții în perioada rece a anului, utilizând relația 2.2.34:

$$m_w = 3600\left(\frac{1404-353}{207{,}06\cdot 10^8} - \frac{353-241{,}4}{43{,}73\cdot 10^8}\right)\cdot 900$$

$$=0{,}082 \text{ kg/m}^2$$

Pe baza valorii m_w calculate mai sus, se calculează creșterea umidității relative în timpul sezonului rece, utilizând relația 2.2.26.

$$\Delta W = \frac{100\cdot 0{,}082}{20\cdot 0{,}085} = 4{,}82\%$$

ΔW_{adm} = 15 % pentru polistiren conform tabelului 2.2.11.

Se constată că este îndeplinită condiția $\Delta W < \Delta W_{adm}$.

4. Se determină cantitatea de apă acumulată care se poate evapora în perioada caldă a anului în tabelul 2.2.18.

Utilizând tabelul 2.2.14, în funcție de temperatura t_{econd} = -4 °C, se stabilește durata perioadei de evaporare N_v = 7850 h și temperatura exterioară medie t'_{es} = +10 °C, pe această durată. Considerând t'_{es} ca temperatură de calcul pentru aerul exterior, se reface curba temperaturilor interioare, curba presiunilor de saturație a vaporilor p'_s și dreapta presiunilor parțiale p'_v. Se consideră umiditatea relativă a aerului exterior în perioada caldă a anului de 70 %.

Se calculează cantitatea de apă care se poate evapora în perioada caldă a anului cu relația 2.2.35:

$$m_v = 3600\cdot\left(\frac{1435{,}3-1404}{207{,}06\cdot 10^8} - \frac{1435{,}3-973}{43{,}73\cdot 10^8}\right)\cdot 7850 =$$

$$=3{,}03 \text{ kg/m}^2$$

Se observă că este îndeplinită condiția de neacumulare progresivă, de la un an la altul, a apei provenite din condensarea vaporilor în interiorul elementelor de construcții, dată de relația 2.2.25: $m_w < m_v$.

2.3. Stabilitatea termică a elementelor de închidere a clădirilor și a încăperilor din clădirile civile

Prin stabilitate termică se înțelege capacitatea clădirii în ansamblu, a încăperi-

Tabelul 2.2.13. Temperatura medie a aerului exterior t_{es} și durata perioadei de condensare N_w, corespunzătoare temperaturii aerului exterior t_{econd} de început de condensare

t_{econd}	Zona I		Zona II		Zona III	
	N_w	t_{es}	N_w	t_{es}	N_w	t_{es}
[°C]	[h]	[°C]	[h]	[°C]	[h]	[°C]
10	4000	1	4300	0	4700	-1
9	3700	0	4100	-1	4300	-2
8	3450	0	3800	-1	4350	-2
7	3200	-1	3600	-2	4100	-3
6	2900	-1	3300	-2	3900	-3
5	2650	-2	3100	-3	3650	-4
4	2400	-2	2900	-3	3450	-4
3	2050	-3	2600	-4	3150	-5
2	1750	-3	2300	-4	2850	-5
1	1500	-4	2000	-5	2550	-6
0	1250	-4	1750	-5	2300	-6
-1	1050	-5	1450	-6	2000	-7
-2	900	-6	1250	-7	1750	-8
-3	750	-7	1050	-8	1500	-9
-4	600	-8	900	-9	1300	-10
-5	500	-9	750	-10	1100	-11
-6	400	-10	600	-11	950	-12
-7	300	-11	500	-12	800	-13
-8	200	-12	400	-13	700	-14
-9	130	-13	350	-14	600	-15
-10	100	-14	250	-15	500	-16
-11	75	-15	200	-16	450	-17
-12	50	-16	175	-17	350	-18
-13	25	-17	160	-18	300	-19
-14	—	—	100	-19	250	-20
-15	—	—	75	-20	200	-21

Tabelul 2.2.14. Temperatura medie a aerului exterior t'_{es} și durata perioadei de evaporare N_v, corespunzătoare temperaturii aerului exterior t_{econd} de început de condensare

t_{econd}	Zona I		Zona II		Zona III	
	N_v	t'_{es}	N_v	t'_{es}	N_v	t'_{es}
[°C]	[h]	[°C]	[h]	[°C]	[h]	[°C]
10	4740	17	4450	16	4050	15
9	5050	16	4650	16	4250	15
8	5300	16	4950	15	4400	15
7	5550	15	5150	15	4650	14
6	5850	15	5450	14	4850	14
5	6100	14	5650	14	5100	13
4	6350	14	5850	13	5300	13
3	6700	13	6150	13	5600	12
2	7000	13	6450	12	5900	12
1	7250	12	6750	12	6200	11
0	7500	12	7000	11	6450	11
-1	7700	11	7300	11	6750	10
-2	7850	11	7500	11	7000	10
-3	8000	11	7700	10	7250	9
-4	8150	10	7850	10	7450	9
-5	8250	10	8000	10	7650	8
-6	8350	10	8150	9	7800	8
-7	8450	9	8250	9	7950	8
-8	8550	9	8350	9	8050	8
-9	8600	9	8400	9	8450	7
-10	8650	9	8500	8	8250	7
-11	8650	—	8550	—	8300	7
-12	8700	—	8575	—	8400	7
-13	8750	—	8590	—	8445	6
-14	——	—	8650	—	8500	6
-15	——	—	8675	—	8550	6

lor considerate ca unități separate sau a elementelor de închidere ale acestora de a acumula sau de a ceda căldură și de a amortiza amplitudinea de oscilație a temperaturii aerului exterior, astfel încât să se resimtă în încăperi cu valori reduse (amortizate) și defazate în timp.

Calculul la stabilitate termică este o etapă a dimensionării termotehnice a clădirilor, prin care se urmărește asigurarea confortului termic interior pe timp de iarnă și pe timp de vară.

Determinarea stabilității termice a elementelor de construcții perimetrale ale clădirilor se face în conformitate cu prevederile „Instrucțiunilor tehnice provizorii pentru proiectarea la stabilitate termică a elementelor de închidere ale clădirilor" - NP 200/6/.

Elementele de construcții care se verifică la exigența de stabilitate sunt:

- partea opacă a pereților exteriori supraterani ai încăperilor încălzite;
- planșeele de peste ultimul nivel încălzit, de sub terase și poduri.

2.3.1. Criteriile de performanță ale stabilității termice

Aceste criterii sunt:

• pentru elemente de construcții:

- *coeficientul de amortizare v_T pentru vară și iarnă*
- *coeficientul de defazaj ε pentru vară, coeficientul de stabilitate Φ_i pentru iarnă*

• pentru încăperi

- *amplitudinea de oscilație a temperaturii aerului A_{ti} (pentru vară și iarnă).*

2.3.2. Indicele inerției termice D

Pentru un element de construcții plan, alcătuit din mai multe straturi dispuse perpendicular pe fluxul termic, indicele inerției termice se calculează cu relația:

$$D = \sum(R_s \cdot s_{24}) \qquad (2.3.1)$$

în care s_{24} este coeficientul de asimilare termică, pentru perioada oscilațiilor densității fluxului termic de 24 ore, [W/m²·K].

Pentru principalele materiale de construcții, valorile coeficienților de asimilare termică - s_{24} - sunt date în Anexa I, iar pentru alte materiale se poate calcula cu relația 2.1.2.

În cazul elementelor de construcții neomogene, indicele inerției termice se calculează cu relația:

$$D = \frac{\sum(A_j \times D_j)}{\sum A_j} \qquad (2.3.2)$$

în care:

-A_j sunt ariile zonelor distincte de pe suprafața elementului de construcții [m²];

- D_j - indicii inerției termice corespunzătoare zonelor cu arii A_j.

Tabelul 2.2.15. Calculul rezistențelor termice Rs (pentru exemplul de calcul 3)

Nr. strat	Nr. plan separație	Materialul	Caracteristici higrotermice			Grosime strat	d/k_D	Rezistențe termice			
			ρ	λ	$1/K_D$			R_i, R_s, R_e	ΣR_s	$\Sigma R_s/R$	$(\Sigma R_s/R)^2$
			[kg/m³]	[W/m·K]	-	[m]	[m]	[m²·K/W]	-	-	
aer int.								0,125			
	s_i								0,125	0,048	0,00230
1		Tencuială	1800	0,930	7,1	0,020	0,142	0,022			
	1								0,147	0,056	0,00314
2		Zidărie G.V.P.	1700	0,750	5,3	0,240	1,272	0,320			
	2								0,467	0,178	0,03168
3		Termoizolație	20	0,044	30,0	0,085	2,550	1,932			
	3								2,399	0,914	0,83540
4		Zidărie G.V.P.	1700	0,750	5,3	0,115	0,610	0,153			
	4								2,552	0,972	0,94478
5		Tencuială	1800	0,930	7,1	0,030	0,213	0,032			
	s_e								2,584	0,984	0,96826
aer ext.								0,042 R = 2,626			1,00000

Tabelul 2.2.16. Verificarea acumulării progresive a condensatului (pentru exemplului de calcul 3)

$\Delta t = t_i - t_{em} = 20 - 9{,}5 = 10{,}5$ K							Presiunea de saturație p_{skcor}		
Nr. strat	Nr.plan separație	$a_k = \Delta t \cdot \Sigma(R_s/R)$	$t_k = t_i - a_k$	$t_{k\ mediu}$	M (din tabelul 2.2.12)	R_v	P_{skm} în funcție de t_k din tabelul 2.2.5)	corecția $162 \cdot (\Sigma R_s/R)^2$	P_{skcor}
		[°C]	[°C]	[°C]	[1/s]	[m/s]	[Pa]		
aer int.			+20				2340	-	2340
	s_i	0,50	19,50				2268	0,4	2268,4
1				19,46	57,71 10^8	7,34 10^8			
	1	0,59	19,41				2255	0,5	2255,5
2				18,77	51,81 10^8	65,90 10^8			
	2	1,87	18,13				2083	5,1	2088,1
3				14,24	52,48 10^8	133,82 10^8			
	3	9,60	10,40				1262	135,3	1397,3
4				10,10	53,11 10^8	32,4 10^8			
	4	10,21	9,79				1210	153,1	1363,1
5				9,37	53,17 10^8	11,33 10^8			
	s_e	10,33	9,66				1201	156,9	1357,9
aer ext.			+9,50				1187	162	1349

$p_{vi} = \varphi_i \cdot P_{skcor\,i} = 0{,}6 \cdot 2340 = 1404$ Pa

$P_{ve} = \varphi_e \cdot P_{skcor\,e} = 0{,}8 \cdot 1349 = 1079$ Pa

Tabelul 2.2.17. Determinarea cantității de vapori care condensează în perioada rece a anului (pentru exemplul de calcul 3)

Nr. strat	Nr. plan separație	Stabilirea valorii t_{ec}			Calculul pentru perioada rece a anului		
		t_{econd} = -4 °C; Δt = 20 -(-4) = 24 K			t_{es} = -9 °C; N_W = 900h; Δt = 20 - (-9) = 29 K		
		$a_k = \Delta t \cdot \Sigma(R_s/R)$	$t_k = t_i - a_k$	$P_{sc\,cond}$ (conf tabel2.2.5)	$a_k = \Delta t \cdot \Sigma(R_s/R)$	$t_k = t_i - a_k$	P_{scs} (conf tabel 2.2.5)
		[°C]	[°C]	[Pa]	[°C]	[°C]	[Pa]
aer int.		-	+20,00	2340	-	+20,00	2340
	s_i	1,15	18,85	2179	1,39	18,61	2146
1							
	1	1,34	18,66	2153	1,62	18,38	2116
2							
	2	4,24	15,73	1787	5,16	14,84	1688
3							
	3	21,94	-1,94	518,5	26,51	-6,51	353
4							
	4	23,33	-3,33	463	28,19	-8,19	304
5							
	s_e	23,62	-3,62	451	28,54	-8,54	295
aer ext.		-	-4,00	437	-	-9,00	284

$P_{vi} = \varphi_i \cdot P_{scs\,i} = 0{,}6 \cdot 2340 = 1404$ Pa

$P_{ve\,cond} = \varphi_i \cdot P_{sc\,cond\,e} = 0{,}85 \cdot 437 = 371{,}5$ Pa; $P_{ve\,s} = \varphi_e \cdot P_{scs\,e} = 0{,}85 \cdot 284 = 241{,}4$ Pa

2.3.3. Coeficientul Φ_i de stabilitate a elementelor de închidere a clădirilor

Calculul se face numai pentru perioada de iarnă, conform prevederilor NP200 și STAS 6648/1, utilizând formula:

$$\Phi_i = \frac{R}{R_i + \bar{M}/U_i} \qquad (2.3.3)$$

în care:

- $\bar{M}$ este coeficientul de neuniformitate a cedării căldurii de către instalația de încălzire, dat în tabelul 2.3.1;
- U_i - coeficient de asimilare termică a suprafeței interioare, care reprezintă variația maximă a amplitudinii fluxului termic acumulat de o suprafață, pentru a-și ridica temperatura cu 1 °C și care se calculează cu relația:

$$U_i = \frac{q_{max} - q_{med}}{\theta_{si\,max} - \theta_{si\,med}} = \frac{\Delta q}{\Delta \theta_i} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.4)$$

Zona elementului de construcții pentru care indicele inerției termice are valoarea D = 1 poartă denumirea de „zona marilor oscilații", în interiorul căreia se amortizează jumătate din amplitudinea de oscilație a temperaturii suprafeței. Coeficientul U_i este influențat de această zonă și se calculează în consecință.

La elementele de construcții cu structura stratificată, straturile de material care au indicele inerției termice $D \geq 1$ se numesc „straturi groase". Pentru aceste straturi, în mod simplificat, se consideră că valoare U_i este egală cu valoarea coeficientului de asimilare termică - s - a materialului.

Cazurile pentru care se calculează coeficientul U_i sunt următoarele:

- zona marilor oscilații, care cuprinde numai primul strat al elementului, $D_1 \geq 1$, atunci:

Tabelul 2.2.18 Determinarea cantității de apă care se evaporă în perioada caldă a anului (pentru exemplul de calcul 3)

Nr. strat	N_{ps}	Eliminarea apei în perioada caldă a anului				
		t_{ec}=-4 °C ⇒ t'_{es}=+10 °C; $\Delta t = t_i - t'_{es}$=10 °C; N_v=7850 h				
		$a_k = \Delta t \cdot \Sigma(R_s/R)$	$t_k = t_i - a_k$	p'_{scs} (tabel 2.2.5)	corecția $162 \cdot \Sigma(R_s/R)^2$	$P'_{scs\,cor}$
		[°C]	[°C]	[Pa]		
aer int.		-	-20,00	2340	-	2340,0
	s_i	0,48	19,52	2271	0,4	2271,4
1						
	1	0,56	19,44	2260	0,5	2260,5
2						
	2	1,78	18,22	2094	5,1	2099,1
3						
	3	9,14	10,86	1300	135,3	1435,3
4						
	4	9,72	10,28	1252	153,1	1405,1
5						
	s_e	9,84	10,16	1242	156,9	1398,9
aer ext.		-	+10,00	1228	162,0	1390,0

N_{ps}=*Număr plan separație*; $P'_{vi} = \varphi_i \cdot P'_{scs\,i}$ =0,6·2340=1404 Pa

$P'_{ves} = \varphi_e \cdot P'_{scs}$=0,7·1228,0=860 Pa; $P'_{ves} = \varphi_e \cdot P'_{scs\,cor}$=0,7·1390,0=973 Pa

$$U_i = s_1 \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.5)$$

- zona marilor oscilații, care cuprinde primul și al doilea strat, adică $D_1 + D_2 \geq 1$;

$$U_i = U_1 = \frac{R_1 \cdot s_1^2 + s_2}{1 + R_1 \cdot s_2} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.6)$$

- zona marilor oscilații, care cuprinde j straturi din cele n ale elementului de construcții, adică $D_1 + D_2 + ... D_{j-1} < 1$, dar $D_1 + D_2 + ... D_j \geq 1$; atunci se calculează coeficienții U_i din aproape în aproape, începând cu stratul (j-1):

$$U_{j-1} = \frac{R_{j-1} \cdot s_{j-1}^2 + s_j}{1 + R_{j-1} \cdot s_j} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.7)$$

$$U_{j-2} = \frac{R_{j-2} \cdot s_{j-2}^2 + U_{j-1}}{1 + R_{j-2} \cdot U_{j-1}} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.8)$$

$$\vdots$$

$$U_i = U_1 = \frac{R_1 \cdot s_1^2 + U_2}{1 + R_1 \cdot U_2} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.9)$$

- zona marilor oscilații, care cuprinde toate straturile elementului, adică $D_1 + D_2 + ... + D_j + ... D_n < 1$; atunci se calculează coeficienții U_i din aproape în aproape, începând cu stratul n:

$$U_n = \frac{R_n \cdot s_n^2 + \alpha_e}{1 + R_n \cdot \alpha_e} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.10)$$

$$U_{n-1} = \frac{R_{n-1} \cdot s_{n-1}^2 + U_n}{1 + R_{n-1} \cdot U_n} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.11)$$

$$U_i=\frac{R_i \cdot s_i^2+U_2}{1+R_i \cdot U_2} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.12)$$

La elementele cu structura stratificată numerotarea straturilor se face de la interior spre exterior.

Pentru simplificarea calculelor la straturile închise de aer din structura elementelor de construcții se admite că $s_{24} = 0$ și $D = 0$.

Coeficientul Φ_i trebuie să respecte valorile normate din tabelul 2.3.2; în caz contrar, se modifică alcătuirea constructivă a elementului de închidere sau se alege un sistem adecvat de încălzire.

Pentru clădirile de locuit din grupa „b" (tab. 2.3.2) nu este necesară verificarea la stabilitate termică a elementelor de construcții perimetrale dacă sunt îndeplinite condițiile din tabelul 2.3.3.

2.3.4. Stabilitatea termică a încăperilor încălzite din clădirile civile

Stabilitatea termică a încăperilor este un criteriu de performanță superior în aprecierea confortului termic, deoarece ține seama și de influența elementelor vitrate și a elementelor de compartimentare (pereți interiori și planșee) asupra amplitudinii de oscilație a temperaturii aerului interior.

Stabilitatea termică a încăperilor se calculează pe timp de vară și pe timp de iarnă.

Studiul stabilității termice a unei încăperi încălzite, cu întreruperi de funcționare, pe perioada de iarnă, este necesar în vederea verificării construcției din punct de vedere al capacității ei de a menține variația temperaturii interioare, respectiv, de asigurare a amplitudinii oscilației temperaturii aerului interior A_{ti} în limitele cerute de confortul termic.

Calculul *amplitudinii de oscilație a temperaturii interioare* A_{ti} se face cu relația:

$$A_{ti}=\frac{a\overline{M}Q}{\sum B_j S_j} \quad [°C] \quad (2.3.13)$$

în care:

- $\overline{M}$ este coeficientul de neuniformitate a cedării căldurii de către instalația de încălzire, indicat în tabelul 2.3.1;
- Q - pierderile de căldură a încăperii în timp de o oră [W], (valoare egală cu cedarea de căldură medie orară a corpurilor de încălzire);
- B_j - coeficientul de acumulare termică a suprafețelor interioare S_j a elementului j, calculat cu formula:

$$B_j=\frac{1}{R_i+1/U_{ij}} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.14)$$

Pentru pereți interiori și planșee, B_j se poate extrage din nomograma din figura 2.3.1, pe baza masei specifice G [kg/m²]. Pentru uși și ferestre coeficienții B_j se determină cu formula:

$$B_j=\frac{k_j}{1{,}08} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.3.15)$$

în care

- k_j este coeficientul de transmisie căldurii a ușilor și ferestrelor [W/m²K].

a - coeficient de corecție, având valorile: 0,70 - pentru încălzire cu apă caldă; 0,80 - pentru încălzire cu abur; 0,93 pentru încălzire cu aer cald.

Valoarea efectivă a amplitudinii

Tabelul 2.3.1. Coeficientul de neuniformitate a cedării căldurii $\overline{M}$

Nr. crt.	Tipul sistemului de încălzire	Coeficientul de neuniformitate a cedării căldurii $\overline{M}$
1	Încălzire centrală cu apă având funcționare neîntreruptă	0,1
2	Încălzire cu abur :	
	- întrerupere 6 h/zi	0,8
	- întrerupere 12 h/zi	1,4
	- întrerupere 18 h/zi	2,2
3	Încălzire cu apă pe apartament (întrerupere 6 h/zi)	1,5
4	Încălzire cu sobe de teracotă la un foc pe zi (24 h)	
	- la grosimea pereților de 1/2 cărămidă	0,4
	- la grosimea pereților de 1/4 cărămidă	0,9

Observație: Pentru încălzirea cu sobe de teracotă cu două focuri pe zi coeficientul $\overline{M}$ se reduce astfel:
- la sobe având pereți cu grosimea de 1/2 cărămidă de 2,5...3 ori iar la cele cu grosimea pereților de 1/4 cărămidă de 2...2,3 ori;
- la sobe în care antracitul se folosește drept combustibil, cu 25 %

Tabelul 2.3.2. Valori minime normate pentru coeficientul de stabilitate termică Φ_i, pe grupe de clădiri

Nr. crt	Elementul de închidere	Grupa de clădire a	b	c
1	Pereți exteriori	6	5	-
2	Planșeu terasă (cald)	7	6	-
3	Planșeu de pod Intradosul acoperișurilor terasă cu strat de aer ventilat	4	3	-

Tabelul 2.3.3. Valori minime D și R pentru care nu este necesară verificarea la stabilitate termică la clădirile de locuit

Elementul de construcție		Valori minime D și R pentru care nu este necesară verificarea la stabilitate termică la cladirile de locuit: D (-)	R [m²·K/W]
Zona opacă a pereților exteriori		3,0	1,875
Planșeul peste ultimul nivel	- sub terase	3,5	3,125
	- sub poduri	2,5	1,250

Tabelul 2.3.4. Valori maxime normate pentru amplitudinea de oscilație a temperaturii interioare A_{ti}, pe grupe de clădiri

A_{ti} normat	Grupa de clădire		
	a	b	c
- iarna	1,0	1,0	-
- vara	3,0	5,0	-

temperaturii aerului interior A_{ti} calculată ca mai sus, se compară cu valoarea normată din tabelul 2.3.4.

$$A_{ti\ ef} \le A_{ti\ normat} \quad [°C] \qquad (2.3.16)$$

Dacă nu se asigură condițiile de stabilitate termică, remedierea situației se poate face astfel:

- pentru o construcție în curs de proiectare, prin mărirea inerției termice a elementelor de construcții sau prin prevederea altui regim de funcționare a instalației de încălzire;
- pentru o construcție existentă, prin micșorarea timpului de întrerupere a funcționării instalației de încălzire centrală.

Exemplul de calcul 4

Se studiază stabilitatea termică pe timp de iarnă a peretelui exterior din exemplul de calcul 2 (fig. 2.2.3).

Rezolvare:

Verificarea se efectuează în zona opacă a panoului de perete exterior și constă în calculul mărimii Φ_i.

Clădirea de locuit a cărui perete exterior este analizat, se încadrează în grupa „b".

1. Conform ultimului paragraf de la § 2.3.3. *se verifică dacă sunt îndeplinite condițiile puse în tabelul 2.3.3. : D > 3,0 și R > 1,875 m²·K/W* pentru care nu este necesară verificarea la stabilitate termică la clădirile de locuit.

1a) Utilizând datele din exemplul de calcul 2 se determină:

$R = R_{max} = 1{,}488$ m²·K/W < 1,875 m²·K/W (condiție nesatisfăcută conform tab. 2.3.3).

1b) Se determină indicele inerției termice conform § 2.3.2 și relației 2.3.2.

Coeficienții de asimilare termică - s_{24} - ai materialelor care intră în alcătuirea panoului, se determină din Anexa I și au următoarele valori:

- beton armat $s_{24} = 15{,}36$ W/m²·K
- vată minerală G100 $s_{24} = 0{,}51$ W/m²·K
- polistiren celular $s_{24} = 0{,}30$ W/m²·K

Se calculează indicele inerției termice pentru fiecare zonă în parte:

$D_a = 0{,}167 \cdot 15{,}36 = 2{,}565$

$D_b = 0{,}117 \cdot 15{,}36 + 1{,}667 \cdot 0{,}51 = 2{,}647$

$D_c = 0{,}152 \cdot 15{,}36 + 0{,}545 \cdot 0{,}30 = 2{,}498$

$D_d = 0{,}131 \cdot 15{,}36 + 1{,}364 \cdot 0{,}30 = 2{,}406$

Pentru peretele exterior calculul se face utilizând relația 2.3.2:

$$D = (0{,}31 \cdot 2{,}565 + 5{,}96 \cdot 2{,}647 + 0{,}54 \cdot 2{,}498 + 1{,}02 \cdot 2{,}406)\frac{1}{7{,}56} = 2{,}6$$

$D = 2{,}60 < 3{,}0$ (condiție nesatisfăcută conform tab. 2.3.3)

2. *Determinarea coeficientului Φ_i* se face utilizând formula 2.3.3:

$$\Phi_i = \frac{R'}{R_{si} + \bar{M}/U_i}$$

$R' = 1{,}1$ m²·K/W

$R_{si} = 1/\alpha_i = 1/8 = 0{,}125$ m²·K/W

$\bar{M} = 1{,}5$ (conform tab. 2.3.1, pentru regim de încălzire cu apă caldă pe apartament, cu întrerupere de 6 ore/zi)

U_i se determină cu relația 2.3.5:

pentru:

$D_i = (0{,}12/1{,}62)15{,}36 = 1{,}137 > 1 \Rightarrow$

$U_i = s_1 = 15{,}36$ W/m²·K

Rezultă:

$$\Phi_i = \frac{1{,}1}{0{,}125 + 1{,}5/15{,}36} = 4{,}94 \cong \Phi_{i\ nec} = 5$$

(condiție satisfăcută conform tab. 2.3.2)

Fiind satisfăcute condițiile de stabilitate termică ale peretelui exterior, nu mai este necesară verificarea stabilității termice a încăperii.

Exemplul de calcul 5

Se verifică la stabilitate termică încăperea din figura 2.3.2 (camera de zi de la un etaj curent) pe timp de iarnă.

Se cunosc următoarele:

- Încăperea face parte dintr-un bloc de locuințe cu structura de rezistență din pereți structurali din beton armat, având P + 10E. Pereții exteriori sunt realizați din panouri mari prefabricate iar alcătuirea principalelor elemente de închidere și de compartimentare sunt redate în figura 2.3.2.
- Încălzirea se realizează cu apă caldă pe apartament, cu întrerupere de 6 ore pe zi.
- Clădirea este amplasată în localitatea Cluj-Napoca (zona climatică II).
- Se consideră necesarul de căldură global $Q = 400$ W.

Rezolvare:

Se calculează amplitudinea de oscilație a temperaturii aerului interior pe timp de iarnă cu relația 2.3.13:

$$A_{ti} = \frac{a\bar{M}Q}{\sum B_j S_j}$$

unde $a = 0{,}7$, $\bar{M} = 1{,}5$ (conf. tab. 2.3.1)

Valorile B_j se calculează cu relația 2.3.14:

$$B_j = \frac{1}{R_i + 1/U_{ij}}$$

în care: $R_i = 1/\alpha_i = 1/8 = 0{,}125$ m²·K/W

U_{ij} se calculează după cum urmează:

- la pereți exteriori: având în vedere că $D_1 = 0{,}76 < 1$, dar $D_1 + D_2 = 1{,}61 \ge 1$ valorile U_i se calculează cu relația 2.3.6

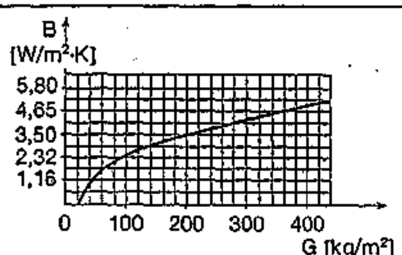


Fig. 2.3.1. Valorile coeficientului B în funcție de greutatea [kg/m²] elementelor de construcții interioare.

$$U_i = U_1 = \frac{R_1 \cdot s_1^2 + s_2}{1 + R_1 \cdot s_2}$$

$R_1 = 0{,}049$ m²·K/W;

$s_1 = 15{,}36$ W/m²·K; $s_2 = 0{,}51$ W/m²·K

$$U_1 = \frac{0{,}049 \cdot 15{,}36^2 + 0{,}51}{1 + 0{,}049 \cdot 0{,}51} \quad \text{W/m}^2\text{·K}$$

- la pereți interiori: având în vedere că $D_1 = 1{,}33 > 1$, valorile U_j se calculează cu relația 2.3.5.

$U_i = s_1 = 15{,}36$ W/m²·K

- la tavan: având în vedere că $D_1 = 1{,}04 > 1$, valorile U_j se calculează cu relația 2.3.5.

$U_i = s_1 = 15{,}36$ W/m²·K

- la pardoseală: având în vedere că $D_1 = 0{,}05 < 1$, dar $D_1 + D_2 = 1{,}57 \ge 1$, valorile U_j se calculează cu relația 2.3.6.

$R_1 = 0{,}006$ m²·K/W; $s_1 = 8{,}5$ W/m²·K;

$s_2 = 15{,}36$ W/m²·K

$$U_1 = \frac{0{,}006 \cdot 8{,}5^2 + 15{,}36}{1 + 0{,}006 \cdot 15{,}36} = 14{,}46 \quad \text{W/m}^2\text{·K}$$

Rezultă următoarele valori B_j corespunzătoare suprafețelor S_j:

- la pereți exteriori: $S = 7{,}56$ m²

$$B_j = \frac{1}{0{,}125 + 1/11{,}78} = 4{,}76 \quad \text{W/m}^2\text{K}$$

- la pereți interiori: $S_j = 2 \cdot 5{,}43 \cdot 2{,}52 + 3{,}46 \cdot 2{,}52 - 0{,}9 \cdot 2{,}1 = 34{,}20$ m²

$$B_j = \frac{1}{0{,}125 + 1/15{,}36} = 5{,}26 \quad \text{W/m}^2\text{·K}$$

- la tavan: $S_j = 18{,}79$ m²

$$B_j = \frac{1}{0{,}125 + 1/15{,}36} = 5{,}26 \quad \text{W/m}^2\text{·K}$$

- la pardoseală: $S_j = 18{,}79$ m²

$$B_j = \frac{1}{0{,}125 + 1/14{,}46} = 5{,}15 \quad \text{W/m}^2\text{·K}$$

- la tâmplărie exterioară și interioară, valorile B se calculează cu relația 2.3.15:

$$B_j = \frac{1/R_j}{1{,}08}$$

• la tâmplărie exterioară:

R = 0,43 m²·K/W; S = 2,16 m²

$$B=\frac{1/0,43}{1,08}=2,15 \text{ W/m}^2\text{·K}$$

• la tâmplărie interioară:
R = 0,18 m²·K/W; S = 1,89 m²

$$B=\frac{1/0,18}{1,08}=5,14 \quad \text{W/m}^2\text{·K}$$

$\sum B_j \cdot S_j$ = 4,76·7,56 + 5,26·34,20 + + 5,26·18,79 + 5,15·18,79 + 2,15·2,16 + + 5,14 · 1,8

$\sum B_j S_j$ = 425,84 W/K.

Rezultă:

$$A_i=\frac{0,7 \cdot 1,5 \cdot 400}{425,84}=0,98 \quad °C$$

Se compară valoarea A_{ti} determinată mai sus cu valoarea din tabelul 2.3.4.

$A_{ti\ normat}$ = 1 °C

Se observă că este îndeplinită condiția dată de relația 2.3.16, deci stabilitatea termică a încăperii pe timp de iarnă este satisfăcută.

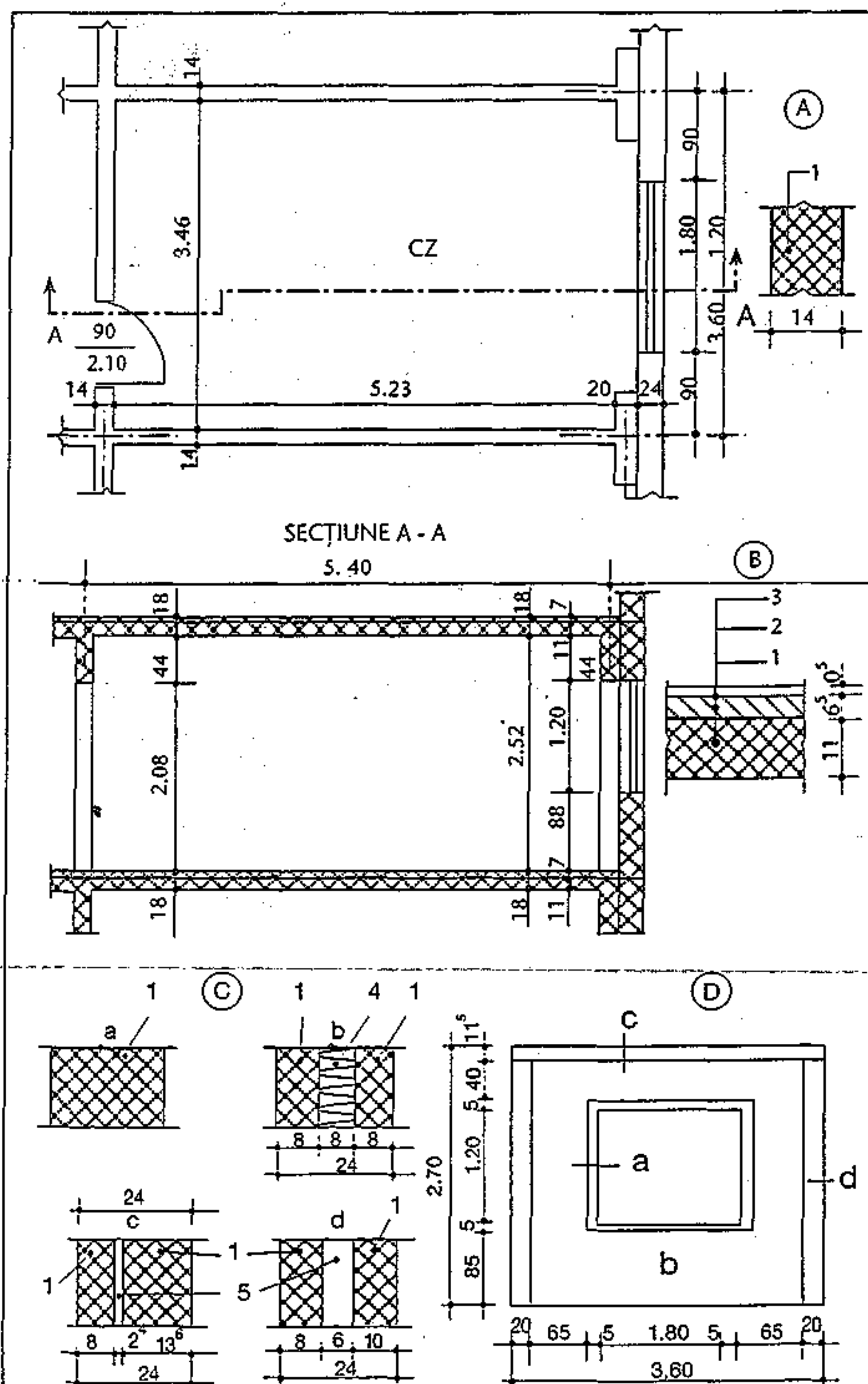


Fig. 2.3.2. Caracteristici geometrice și alcătuiri constructive pentru elementele de închidere și de compartimentare ale camerei de zi (exemplul de calcul 5):
A - detalii de perete interior; B - detalii de plașeu curent; C - detalii de alcătuire perete exterior pe zone; D zonarea peretelui exterior;
1 - beton armat; 2 - șapă de mortar; 3 - covor PVC; 4 - vată minerală G100; 5 - polistiren celular; CZ - camera de zi: S = 18,79 m2, pardoseală: covor PVC.

2.4. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică

Coeficientul global de izolare termică a unei clădiri sau a unei părți de clădire reprezintă pierderile de căldură prin elementele de închidere ale acesteia, pentru o diferență de temperatură de 1 °C între interior și exterior, raportate la volumul încălzit al acesteia.

Coeficientul global de izolare termică este un indicator convențional al nivelului de performanță termoenergetică de iarnă al unei clădiri în ansamblul ei, sau a unei părți de clădire distinctă din punct de vedere funcțional.

Cu ajutorul acestui coeficient, este posibil ca, prin concepția complexă inițială a clădirii (configurație, procent de vitrare, alcătuirea elementelor de construcții perimetrale etc.) și prin modul de alcătuire a detaliilor, să se limiteze pierderile de căldură în exploatare, în vederea reducerii consumului de energie pentru încălzirea clădirilor.

Pe lângă performanța termoenergetică globală, clădirea în ansamblu și elementele de închidere trebuie să răspundă și celorlalte criterii de performanță privind atât confortul interior din punct de vedere termotehnic, cât și transferul de căldură și masă prin elementele de închidere, conform celor arătate în § 2.2 și 2.3.

Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică se face pentru clădirile de locuit pe baza prevederilor din normativul C107/1 și pentru celelalte clădiri pe baza prevederilor din normativul C 107/2.

2.4.1. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică G la clădirile de locuit

Prevederile din normativul C107/1 se aplică la toate tipurile de clădiri de locuit și anume:
- clădiri de locuit individuale (case unifamiliale, cuplate sau înșiruite, tip duplex etc.);
- clădiri de locuit cu mai multe apartamente;
- cămine și internate;
- unități de cazare din hoteluri și moteluri.

Reglementările se referă la clădirile noi, cât și la clădirile existente care urmează a fi supuse lucrărilor de reabilitare și de modernizare.

Clădirile de locuit cu magazine sau spații cu alte destinații la anumite niveluri sunt luate în considerare exclusiv aceste spații.

Tabelul 2.4.1. Numărul schimburilor de aer pe oră - n - [h⁻¹] la clădiri de locuit (conform INCERC)

Categoria Clădirii		Clasa de adăpostire*	Clasa de permeabilitate** ridicată	medie	scăzută
Clădiri individuale (case unifamiliale, cuplate sau înșiruite ș.a.)		neadăpostite	1,5	0,8	0,5
		moderat adăpostite	1,1	0,6	0,5
		adăpostite	0,7	0,5	0,5
Clădiri cu mai multe apartamente (cămine, internate ș.a.)	dublă expunere	neadăpostite	1,2	0,7	0,5
		moderat adăpostite	0,9	0,6	0,5
		adăpostite	0,6	0,5	0,5
	simplă expunere	neadăpostite	1,0	0,6	0,5
		moderat adăpostite	0,7	0,5	0,5
		adăpostite	0,5	0,5	0,5

* Clasa de adăpostire:
neadăpostite: Clădiri foarte înalte, clădiri la periferia orașelor și în piețe.
moderat adăpostite: Clădiri în interiorul orașelor, cu minimum 3 clădiri în apropiere.
adăpostite: Clădiri în centrul orașelor, clădiri în păduri.
** Clasa de permeabilitate:
ridicată Clădiri cu tâmplărie exterioară fără măsuri de etanșare.
medie Clădiri cu tâmplărie exterioară cu garnituri de etanșare.
scăzută Clădiri cu ventilare controlată și cu tâmplărie exterioară prevăzută cu măsuri speciale de etanșare.

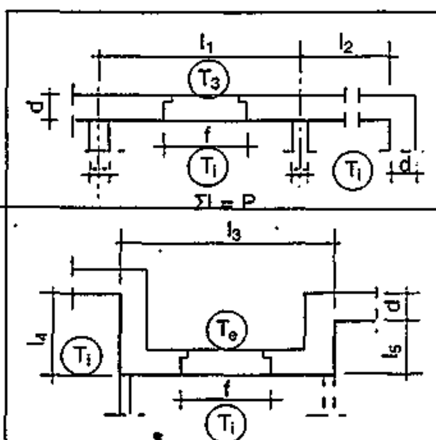


Fig. 2.4.1. Modul de calcul al lungimilor în plan la clădirile de locuit:
l - lungimi în plan; f - dimensiuni nominale ale tâmplăriei exterioare.

2.4.1.1 Determinarea coeficientului global efectiv de izolare termică G

Coeficientul global de izolare termică - G - la clădirile de locuit, are în vedere:
- pierderile de căldură prin transmisie, aferente tuturor suprafețelor perimetrale care delimitează volumul încălzit al clădirii;
- pierderile de căldură aferente unor condiții normale de reîmprospătare a aerului interior;
- pierderile de căldură suplimentare datorate infiltrației în exces a aerului exterior, prin rosturile tâmplăriei.

Coeficientul global nu ține seama de aportul solar și nici de aportul de căldură datorat ocupării locuințelor.

Coeficientul global de izolare termică se calculează cu relația:

$$G=\frac{\sum(L_j\cdot\tau_j)}{V}+0{,}34n \quad [W/m^3 \cdot K] \quad (2.4.1)$$

în care:
- L_j este coeficientul de cuplaj termic, calculat cu relația:

$$L_j = A_j / R'_{mj} \quad [W/K] \quad (2.4.2)$$

- τ_j - factorul de corecție a temperaturilor exterioare;
- V - volumul interior, încălzit, al clădirii [m³];
- R'_{mj} - rezistența termică specifică corectată, medie, pe ansamblul clădirii, a unui element de construcții j [m²·K/W];
- A_j - aria elementului de construcții j [m²], având rezistența termică R'_{mj};
- n - numărul de schimburi de aer pe oră [h⁻¹].

Ariile elementelor de construcții pe ansamblul clădirii precum și aria anvelopei se măsoară pe conturul fețelor interioare ale elementelor de construcții perimetrale (fig. 2.4.1 și 2.4.2). Așa cum rezultă din figura 2.4.3, dimensiunile de calcul pe ansamblul clădirii se stabilesc neținând seama de elementele de construcții interioare.

Volumul interior încălzit al clădirii se calculează ca volumul delimitat de anvelopa clădirii.

Factorul de corecție a temperaturilor exterioare se calculează cu relația:

$$\tau=\frac{T_i-T_u}{T_i-T_e} \quad (2.4.3)$$

în care: T_u este temperatura în spațiile neîncălzite din exteriorul anvelopei, determinată pe baza unui calcul al bilanțului termic, efectuat în conformitate cu prevederile din normativele C 107/1 și C 107/2.

Pentru calcule în faze preliminare de proiectare, valorile τ se pot considera:
τ = 0,9 la rosturi deschise și la poduri;
τ = 0,5 la rosturi închise, la subsoluri neîncălzite și la pivnițe, precum și la alte spații adiacente neîncălzite sau având alte destinații;
τ = 0,8 la camere de pubele, veran-

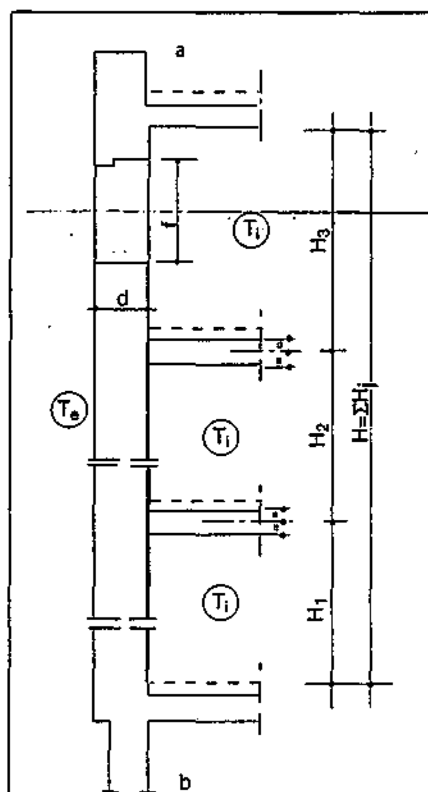


Fig. 2.4.2. Modul de calcul al înălțimilor la clădirile de locuit:
a - acoperiș cu pod sau terasă;
b - subsol sau sol;
f - dimensiunile nominale ale tâmplăriei exterioare; H - înălțimi.

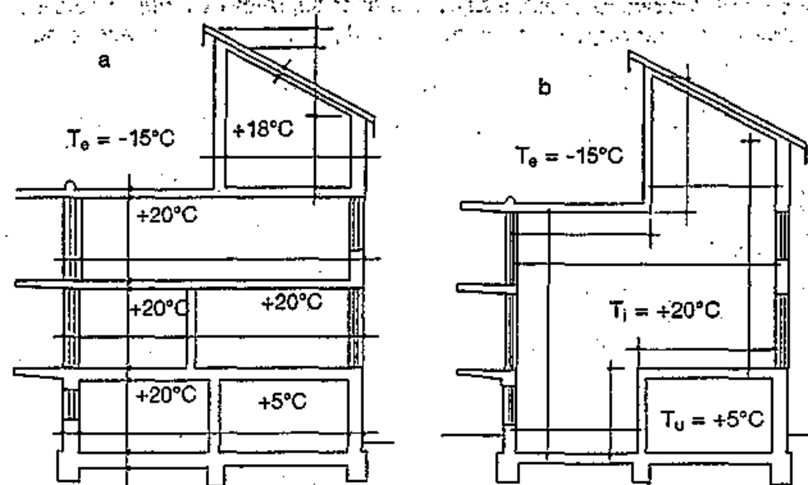


Fig. 2.4.3. Stabilirea dimensiunilor anvelopei la clădirile de locuit:
a – dimensiuni conform proiectului; b – dimensiuni de calcul.

Tabelul 2.4.2. Coeficienți globali normați de izolare termică *GN* la clădiri de locuit

Numărul de niveluri N	*A/V* [m²/m³]	*GN* [W/m³·K]	Numărul de niveluri *N*	*A/V* [m²/m³]	*GN* [W/m³·K]
1	0,80	0,77	4	0,25	0,46
	0,85	0,81		0,30	0,50
	0,90	0,85		0,35	0,54
	0,95	0,88		0,40	0,58
	1,00	0,91		0,45	0,61
	1,05	0,93		0,50	0,64
	≥1,10	0,95		≥0,55	0,65
2	0,45	0,57	5	0,20	0,43
	0,50	0,61		0,25	0,47
	0,55	0,66		0,30	0,51
	0,60	0,70		0,35	0,55
	0,65	0,72		0,40	0,59
	0,70	0,74		0,45	0,61
	≥0,75	0,75		≥0,50	0,63
3	0,30	0,49	≥10	0,15	0,41
	0,35	0,53		0,20	0,45
	0,40	0,57		0,25	0,49
	0,45	0,61		0,30	0,53
	0,50	0,65		0,35	0,56
	0,55	0,67		0,40	0,58
	≥0,60	0,68		≥0,45	0,59

Notă:
1 - Pentru alte valori *A/V* și *N*, se interpolează liniar.
2 - La clădirile proiectate după 1.01.1998, valorile *GN* au fost reduse cu 10 %.

de, balcoane și lógii închise cu tâmplărie exterioară;

τ = 0,9 la tâmplăria exterioară prevăzută cu jaluzele la partea exterioară.

Rezistențele termice corectate medii R'_m se determină în conformitate cu prevederile din capitolul 2.2.3. Pentru primele faze de proiectare, se poate utiliza metoda de calcul simplificat. În acest caz, influența punților termice se poate evalua printr-o reducere globală a rezistențelor termice unidirecționale (în câmp curent), astfel:

- la pereți 20...45 %
- la terase și planșee sub poduri 15...25 %
- la planșee peste subsoluri și sub bowindouri 25...35 %
- la rosturi 10...20 %

Pentru ultima fază de proiectare, valorile R'_m se determină cu un grad mai ridicat de precizie, utilizând metode de calcul cu ajutorul coeficienților liniari Ψ și punctuali χ de transfer termic.

Numărul de schimburi de aer pe oră, *n*, se ia din tabelul 2.4.1, cu următoarele precizări:

- Valoarea n = 0,5 h⁻¹ reprezintă numărul minim de schimburi de aer pe oră necesar pentru reîmprospătarea aerului interior în vederea asigurării unor condiții normale de microclimat. Aceste schimburi normale se realizează prin:
  - neetanșeități ale tâmplăriei;
  - deschiderea ferestrelor și ușilor exterioare;
  - sisteme speciale de ventilare naturală (clapete reglabile și canale verticale de ventilare pentru eliminarea aerului viciat).
- Pierderile suplimentare de căldură datorate infiltrației în exces a aerului exterior sunt o consecință directă a modului de realizare a etanșeității rosturilor dintre cercevelele și tocurile tâmplăriei exterioare. Aceste pierderi sunt legate de acțiunea vântului, precum și de curenții de aer interiori și exteriori, și sunt în funcție de următorii factori:
  - expunerea clădirii (simplă sau dublă) sub aspectul infiltrațiilor de aer, respectiv, cu apartamente având ferestre pe una sau pe două fațade;
  - gradul de adăpostire a clădirii, prin rezistența unor obstacole în calea vântului și a curenților de aer;
  - gradul de permeabilitate a clădirii, în funcție de modul de etanșare a tâmplăriei exterioare.
- Valorile *n* din tabelul 2.4.1 cuprind ambele componente ale naturii pierderilor de căldură, astfel încât numărul de schimburi de aer variază de la valoarea minimă de 0,5 h^{-1} (fără infiltrații în exces), la valori de 1,0...1,4 h^{-1}, în cazul unor infiltrații suplimentare mari.
- La clădiri având mai multe feluri de tâmplării exterioare, valoarea *n* se determină prin interpolare, în funcție de ponderea ariilor diferitelor tipuri de tâmplării.

2.4.1.2 Determinarea coeficientului global normat de izolare termică GN

Valoarea este dată în tabelul 2.4.2, în funcție de numărul de niveluri N și de raportul dintre aria anvelopei *A* și volumul clădirii *V*. Valorile coeficienților globali normați sunt valabile pentru toate zonele climatice.

2.4.1.3 Nivelul de izolare termică globală

Este corespunzător dacă se realizează condiția:

$$G \leq GN \qquad [W/m^3{\cdot}K] \qquad (2.4.4)$$

Posibilitățile de realizare a acestei condiții trebuie să fie atent analizate încă de la fazele preliminare ale proiectului, atunci când se elaborează concepția complexă a clădirii, când încă se mai poate interveni asupra configurației în plan și pe verticală a construcției, precum și asupra parametrilor ei geometrici.

Principalii factori geometrici care influențează coeficientul global *G* sunt următorii:

- raportul P/A_c, în care: *P* - perimetrul clădirii, măsurat pe conturul exterior al pereților de fațadă; A_c - aria în-

plan a clădirii, limitată de perimetru;

- retragerile gabaritice, existența bowindourilor, precum și alte variații ale suprafețelor A_c de la nivel la nivel;
- gradul de vitrare, exprimat prin raportul:

$$v = \frac{A_f}{A_f + A_p} \qquad (2.4.5)$$

în care:

- A_f este aria tâmplăriei exterioare și a altor suprafețe vitrate;
- A_p - aria zonelor opace a pereților exteriori.

2.4.1.4 Succesiunea calculelor

Se recomandă a fi următoarea:

1. Stabilirea planurilor și secțiunilor verticale caracteristice ale clădirii, cu precizarea conturului spațiilor încălzite.
2. Calculul ariilor tuturor elementelor de construcții perimetrale A_j.
3. Calculul ariei anvelopei $A = \sum A_j$ și a volumului clădirii V.
4. Determinarea temperaturilor T_u (prin bilanț termic).
5. Determinarea factorilor de corecție τ_j
6. Determinarea rezistențelor termice corectate medii R'_{mj}.
7. Stabilirea numărului de schimburi de aer pe oră n (tab. 2.4.1).

Tabelul 2.4.3. Valorile coeficienților *a, b, c, d, e* [m²·K/W] pentru clădirile de categoria 1, cu ocupare continuă

Tipul de clădire	Zona climatică	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*
Spitale creșe și policlinici	I	1,30	2,30	1,50	1,30	0,39
	II	1,40	2,50	1,60	1,30	0,39
	III	1,50	2,70	1,70	1,30	0,43
	IV	1,60	2,90	1,80	1,30	0,47
Clădiri de învățământ și pentru sport	I	0,90	2,30	0,90	1,30	0,39
	II	1,00	2,50	1,00	1,30	0,39
	III	1,10	2,70	1,10	1,30	0,43
	IV	1,20	2,90	1,20	1,30	0,45
Birouri, clădiri comerciale și hoteliere	I	0,80	2,10	0,90	1,30	0,30
	II	0,90	2,30	1,00	1,30	0,30
	III	1,00	2,50	1,10	1,30	0,30
	IV	1,10	2,70	1,20	1,30	0,30
Alte clădiri (industriale cu regim normal de expl.)	I	0,65	1,80	0,90	1,30	0,25
	II	0,70	2,00	1,00	1,30	0,25
	III	0,75	2,20	1,10	1,30	0,25
	IV	0,80	2,40	1,20	1,30	0,25

Tabelul 2.4.4. Valorile coeficienților *a, b, c, d, e* [m²·K/W] pentru clădirile de categoria 2, cu ocupare discontinuă

Tipul de clădire	Zona climatică	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*
Policlinici, dispensare, creșe	I	1,05	2,45	1,30	1,40	0,39
	II	1,15	2,70	1,40	1,40	0,39
	III	1,25	2,95	1,50	1,40	0,43
	IV	1,35	3,10	1,60	1,40	0,47
Clădiri de învățământ și pentru sport	I	0,75	2,00	0,90	1,40	0,39
	II	0,80	2,25	1,00	1,40	0,39
	III	0,85	2,45	1,10	1,40	0,43
	IV	0,90	2,65	1,20	1,40	0,47
Birouri, clădiri comerciale și hoteliere	I	0,75	2,00	0,90	1,40	0,30
	II	0,80	2,25	1,00	1,40	0,30
	III	0,85	2,45	1,10	1,40	0,30
	IV	0,90	2,65	1,20	1,40	0,30
Alte clădiri (industriale cu regim normal de expl.)	I	0,55	1,40	0,85	1,40	0,25
	II	0,60	1,50	0,90	1,40	0,25
	III	0,65	1,60	0,95	1,40	0,25
	IV	0,70	1,70	1,00	1,40	0,25

Tabelul 2.4.5. Valorile $\Delta G1ref$ [W/m³·K]

Categoria clădirii	Tipul clădirii	Inerția termică	Indicele solar I_s [m⁻¹] ≤ 0,009	> 0,010 ... 0,019	≥ 0,020
1	Clădiri pentru sport	oarecare	0	0,06	0,12
	Alte clădiri	mică	0	0,03	0,06
		medie	0	0,05	0,10
		mare	0	0,06	0,12
2	Clădiri pentru sport și școli	oarecare	0	0,03	0,06
	Alte clădiri	oarecare	0	0,04	0,08

8. Calculul sub formă tabelară a expresiei:

$\sum(A_j/R'_{mj})\tau_j$

9. Se calculează:

$$G=\frac{1}{V}\sum\frac{A_j\tau_j}{R'_{mj}}+0,34n$$

10. Se calculează: A/V și din tabelul 2.4.2 se obține valoarea GN.

11. Se compară G cu GN.

La prima fază de proiectare se recomandă a se face un prim calcul considerând valorile R'_m conform tabelului 2.2.7. În funcție de valoarea G obținută, se acționează asupra elementelor de construcții, a gradului de vitrare etc.

2.4.1.5 Recomandări privind unele posibilități de îmbunătățire a comportării termotehnice și de reducere a valorii coeficientului global de izolare termică la clădirile de locuit

Pentru îmbunătățirea comportării termotehnice a clădirilor de locuit și pentru reducerea valorii coeficientului global de izolare termică, se recomandă aplicarea următoarelor măsuri:

2.4.1.5.1 La alcătuirea generală a clădirii:

- la stabilirea pozițiilor și dimensiunilor tâmplăriei exterioare se are în vedere atât orientarea cardinală, cât și orientarea față de direcția vânturilor dominante, ținând seama și de existența clădirilor învecinate; deși nu se consideră în calcule, ferestrele orientate spre sud au un aport solar semnificativ;
- pentru reducerea pierderilor de căldură spre spațiile de circulație comună, se prevăd windfanguri la intrările în clădiri, aparate de închidere automată a ușilor de intrare în clădiri, termoizolații la ușile de intrare în apartamente, încălzirea spațiilor comune la temperaturi apropiate de temperatura din locuințe etc;
- la pereții interiori ai cămărilor aerisite direct, se prevăd măsuri de termoizolare.

2.4.1.5.2 La alcătuirea elementelor de construcții perimetrale:

- se utilizează soluții cu rezistențe termice specifice sporite, cu utilizarea materialelor termoizolante eficiente (polistiren, vată minerală etc.);
- se utilizează soluții îmbunătățite de tâmplărie exterioară, cu cel puțin 3 rânduri de geamuri sau cu geamuri termoizolante;
- se urmărește eliminarea totală sau reducerea în cât mai mare măsură a punților termice de orice fel, în special în zonele de intersecții ale elementelor de construcții (colțuri, socluri, cornișe, atice), cât și la balcoane, logii, bowindouri și în jurul golurilor de ferestre și uși de balcon etc.;
- se interzice utilizarea tâmplăriilor cu tocuri și cercevele din aluminiu fără întreruperea punților termice.

2.4.1.5.3 În vederea reducerii infiltrațiilor de aer rece:

- la tâmplăria exterioară se iau măsuri de etanșare corespunzătoare a rosturilor dintre tocuri și conturul golurilor din pereți;
- se utilizează exclusiv tâmplărie de bună calitate și prevăzută cu garnituri de etanșare;
- suprafețele vitrate, luminatoarele și tâmplăria fixă se prevăd cu soluții de etanșare care să excludă orice infiltrații;
- la pereții din panouri mari prefabricate, rosturile dintre panouri se iau exclusiv de tip „închis" și se etanșează cu chituri de calitate corespunzătoare care conferă o siguranță deplină, atât față de infiltrațiile de apă, cât și față de infiltrațiile de aer;
- la elementele perimetrale opace nu se utilizează soluții constructive caracterizate printr-o permeabilitate la aer ridicată.

2.4.2. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică G1 la clădirile cu altă destinație decât cea de locuit

Prevederile din normativul C 107/2 se aplică la următoarele categorii de clădiri cu altă destinație decât locuirea, al căror regim de înălțime nu depășește P + 10E:

- clădiri de categoria 1, în care intră clădirile cu „ocupare continuă" și clădirile cu „ocupare discontinuă" de clasă de inerție mare;
- clădiri de categoria 2, în care intră clădirile cu „ocupare discontinuă", cu excepția celor din clasă de inerție mare.

Clădirile cu „ocupare continuă" sunt acele clădiri a căror funcționalitate impune ca temperatura mediului interior să nu scadă (în intervalul dintre ora 0 și 7) cu mai mult de 7 °C sub valoarea normală de exploatare. Exemplu: creșele, internatele, spitalele etc.

Clădirile cu „ocupare discontinuă" sunt acele clădiri a căror funcționalitate permite ca abaterea de la temperatura normală de exploatare să fie mai mare de 7 °C pe o perioadă de 10 ore pe zi, din care cel puțin 5 ore în intervalul dintre ora 0 și 7. Exemplu: școlile, amfiteatrele, sălile de spectacole, clădirile administrative, restaurantele, clădirile industriale cu unul sau două schimburi etc., de clasă de inerție medie și mică.

2.4.2.1 Determinarea coeficientului global efectiv de izolare termică G1

Se face utilizând relația:

$$G1=\frac{1}{V}\left[\sum_j\frac{A_j\cdot\tau_j}{R'_{mj}}\right] \quad [W/m^3\cdot K] \quad (2.4.6)$$

în care V este volumul încălzit al clădirii, iar A_j, τ_j, R'_{mj} - determinate pentru elementele j ale anvelopei - au aceeași semnificație ca la § 2.4.1.1.

2.4.2.2 Determinarea coeficientului global normat de izolare termică G1ref

Se face utilizând relația:

$$G1ref=\frac{1}{V}\left[\frac{A_1}{a}+\frac{A_2}{b}+\frac{A_3}{c}+d\cdot P+\frac{A_4}{e}\right] \quad [W/m^3\cdot K] \quad (2.4.7)$$

în care:

- A_1 este aria suprafețelor componente opace ale pereților verticali care fac în planul orizontal un unghi mai mare de 60°, aflați în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile interax [m²];
- A_2 - aria suprafețelor planșeelor de la ultimul nivel (orizontale sau care fac cu planul orizontal un unghi mai mic de 60°), aflate în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile interax [m²];
- A_3 - aria suprafețelor inferioare aflate în contact cu exteriorul sau cu um spațiu neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile interax [m²];
- P - perimetrul exterior al spațiului aferent clădirii aflat în contact cu solul sau îngropat [m];
- A_4 - aria suprafețelor pereților transparenți sau translucizi aflați în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile nominale ale golului din perete [m²];
- V - volumul încălzit, calculat pe baza dimensiunilor exterioare ale clădirii [m³];
- a, b, c, d, e - coeficienți de control pentru elementele de construcții menționate mai sus, ale căror valori sunt date în tabelele 2.4.3 și 2.4.4 în funcție de categoria de clădire (categoria 1 sau 2), tipul de clădire și zona climatică.

Pentru clădirile la care suprafața pereților transparenți sau translucizi reprezintă cel puțin 50 % din suprafața elementelor verticale de închidere, coeficientul global de referință $G1ref$ poate fi mărit cu o cantitate $\Delta G1ref$, a cărei valoare este dată în tabelul 2.4.5, în funcție de categoria clădirii, de indicele solar I_s și de inerția termică a clădirii.

Indicații privind determinarea clasei de inerție termică sau a indicelui solar sunt date în anexele normativului C 107/2.

2.4.2.3 Nivelul de izolare termică globală

Nivelul de izolare termică globală este corespunzător dacă se realizează condiţia:

$$G1 \le G1ref \quad [W/m^3 \cdot K] \quad (2.4.8)$$

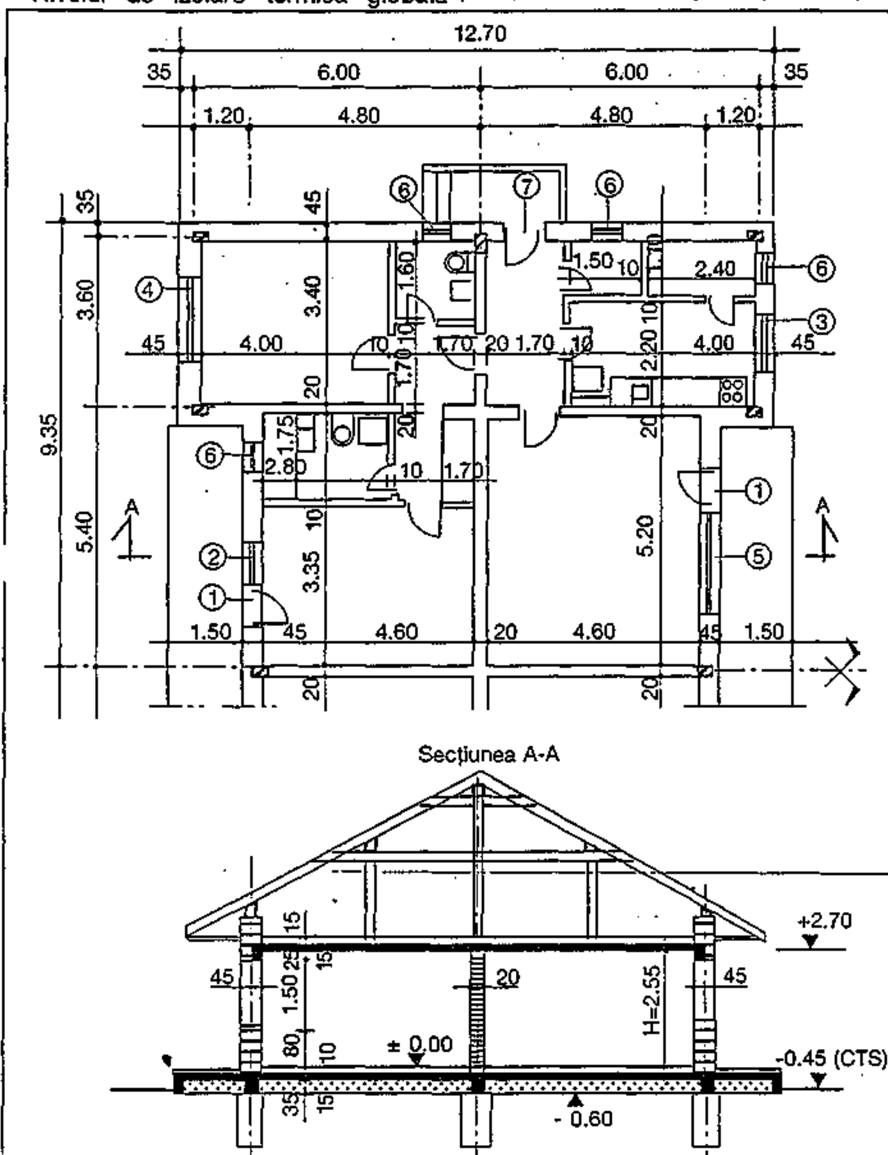


Fig. 2.4.4. Plan şi secţiune clădire parter:
(exemplul de calcul 6)
Tâmplărie exterioară: 1 - 90 x 240 cm; 2 - 90 x 150 cm; 3 - 120 x 150 cm; 4 - 180 x 150 cm; 5 - 210 x 150 cm; 6 - 90 x 60 cm; 7 - 90 x 240 cm.

Exemplul de calcul 6

Se verifică coeficientul global de izolare termică pentru o clădire de locuit individuală, cuplată, având în vedere faza preliminară de proiectare.

Clădirea are parter, este alcătuită conform figura 2.4.4, este amplasată în Bucureşti şi este proiectată în anul 1997.

Rezolvare:

a) Determinarea caracteristicilor geometrice ale clădirii:

- Aria plăcii pe sol A_1 şi a planşeului sub pod A_2:

$A_1 = A_2 = 17{,}8 \cdot 11{,}8 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 11{,}0 = 183{,}64\ m^2$

- Perimetrul clădirii:

$P = 2 \cdot (11{,}80 + 17{,}80 + 2 \cdot 1{,}20) = 64{,}00\ m$

- Înălţimea parterului:

$H = 2{,}55\ m$

- Aria tâmplăriei exterioare:

$A_3 = 2 \cdot 1{,}80 \cdot 1{,}50 + 2 \cdot 1{,}20 \cdot 1{,}50 + 8 \cdot 0{,}60 \cdot 0{,}60 + 2 \cdot 0{,}90 \cdot 1{,}50 + 2 \cdot 2{,}10 \cdot 1{,}50 + 6 \cdot 0{,}90 \cdot 2{,}40 = 33{,}84\ m^2$

- Aria pereţilor exteriori:

$A_4 = P \cdot H - A_3$

$A_4 = 64{,}00 \cdot 2{,}55 - 33{,}84 = 129{,}36\ m^2$

- Aria anvelopei:

$A = 2 \cdot 183{,}64 + 33{,}84 + 129{,}36 = 530{,}48\ m^2$

- Volumul clădirii:

$V = A_1 \cdot H = 183{,}64 \cdot 2{,}55 = 468{,}282\ m^3$

b) Determinarea coeficientului G pe baza valorilor R'_{min}:

Se utilizează valorile minime $R'_m = R'_{min}$ conform tabelului 2.2.6, pentru clădiri proiectate până la 1.01.1998, şi anume:

- pereţi exteriori $R'_m = 1{,}20\ m^2 \cdot K/W$
- tâmplărie exterioară $R'_m = 0{,}40\ m^2 \cdot K/W$
- planşeu pod $R'_m = 2{,}00\ m^2 \cdot K/W$
- placă pe sol $R'_m = 3{,}00\ m^2 \cdot K/W$

Cu aceste valori, în tabelul 2.4.6, se determină termenul:

Tabelul 2.4.6. Tabel pentru determinarea termenului $\Sigma[(A \cdot \tau)/R'_m]$ (exemplul de calcul 6)

Nr.crt.	Elementul de construcţii	A	R'_m	τ	$\frac{A \cdot \tau}{R'_m}$
		[m²]	[m²·K/W]	-	[W/K]
1	Placă pe sol	183,64	3,00	-	61,213
2	Planşeu sub pod	183,64	2,00	0,9	82,638
3	Tâmplărie exterioară	33,84	0,40	-	84,600
4	Pereţi exteriori	129,36	1,20	-	107,800
	Total	530,48	-	-	336,251

Tabelul 2.4.7. Tabel pentru calculul rezistenţei termice medii a tâmplăriei (exemplul de calcul 6)

Nr.crt.	Tipul tâmplăriei	A [m²]	R', R'_m [m²·K/W]	A/R' [W/K]
1	Uşa de intrare	2,16	0,39	5,538
2	Tâmplărie dublă obişnuită	6,48	0,43	15,070
3	Tâmplărie dublă cu geam termoizolant	25,20	0,55	45,818
	Total	33,84	0,509	66,426

$\Sigma[(A \cdot \tau)/R'_m)] = 336{,}251$ W/K.

Pentru stabilirea numărului de schimburi n se consideră:

- clădire individuală;
- moderat adăpostită (în interiorul unui oraș, cu minimum 3 clădiri în apropiere);
- clasa de permeabilitate ridicată (tâmplărie exterioară fără măsuri de etanșare).

Din tabelul 2.4.1, se obține: $n = 1{,}1\,h^{-1}$

Aplicând relația 2.4.1 se obține:

$$G = \frac{336{,}251}{468{,}280} + 0{,}34 \cdot 1{,}1 = 0{,}718 + 0{,}374 =$$

$$= 1{,}092 \;\; W/m^3 \cdot K$$

c) Determinarea coeficientului GN

Se determină:

$$\frac{A}{V} = \frac{530{,}480}{468{,}282} = 1{,}13 \;\; m^2/m^3$$

Conform tabelului 2.4.2, pentru $N = 1$ și $A/V = 1{,}13 > 1{,}10$, rezultă:

$GN = 0{,}95$ W/m³·K

Se observă că $G > GN$; în consecință, trebuie să se ia unele măsuri de reducere a pierderilor de căldură.

d) Determinarea coeficientului $G \le GN$;

Se acționează numai asupra tâmplăriei exterioare, astfel:

- ferestrele și ușile de balcon de la camerele de zi și de la dormitoare se prevăd a se realiza din tâmplărie dublă, din lemn, cu un geam termoizolant și un geam obișnuit ($R' = 0{,}55$ m²·K/W), cu garnituri de etanșare;
- celelalte ferestre se prevăd a se executa din tâmplărie dublă din lemn, cu geamuri obișnuite ($R' = 0{,}43$ m²·K/W), fără garnituri de etanșare;
- ușa de intrare este din lemn, opacă, având $R' = 0{,}39$ m²·K/W, fără garnituri de etanșare.

Se calculează rezistența termică medie a tâmplăriei exterioare după modificare (tab. 2.4.7).

$$R'_m = \frac{\sum A}{\sum (A/R')} = \frac{33{,}84}{66{,}428} = 0{,}509 \;\; m^2 \cdot K/W$$

Se observă că valoarea obținută este superioară celei inițiale

$R'_m = 0{,}40$ m²·K/W

Se determină noua valoare a termenului $A\tau/R'_m$ pentru noua tâmplărie exterioară ținând seama de valorile din tabelele 2.4.6 și 2.4.7.

$A\tau/R' = 84{,}60 - 66{,}426 = 18{,}174$ W/K.

Se determină noua valoare a termenului $\Sigma[(A\tau/R'_m)]$ pentru elementele de construcții ale încaperii

$\Sigma[(A\tau/R'_m)] = 336{,}251 - 18{,}174 =$
$= 318{,}077$ W/K.

Din tabelul 2.4.1 se determină noua valoare a numărului de schimburi n prin interpolare între $n = 0{,}6$ (clasa de permeabilitate medie) și $n = 1{,}1$ (clasa de permeabilitate ridicată), astfel pentru:

$n = 0{,}6\ h^{-1}$ - pentru tâmplărie dublă cu geam termoizolant cu suprafața $A = 25{,}2$ m²

$n = 1{,}1\ h^{-1}$ - pentru ușa de intrare și tâmplărie dublă obișnuită cu suprafața $A = 8{,}64$ m²,

rezultă:

$n = 0{,}6 + (1{,}1 - 0{,}6)8{,}64/8{,}64 + 25{,}2$
$= 0{,}728\ h^{-1}$

Se recalculează valoarea G cu relația

$$G = \frac{1}{V}\sum\frac{(A\tau)}{R'_m} + 0{,}34n = \frac{318{,}077}{468{,}282} +$$

$$+ 0.34 \cdot 0.728 = 0.927 \;\; W/m^3 \cdot K$$

Rezultă: $G < GN$

În concluzie, în condițiile realizării efective a valorilor $R'_m \ge R'_{min}$ la pereții exteriori, la planșeul de sub pod precum și la placa de pe sol, se obține un coeficient global de izolare termică, mai mic decât coeficientul corespunzător normat.

I. Instalații de încălzire

Capitolul 3

Necesarul de căldură pentru încălzire



3.1. Necesarul de căldură pentru clădiri obişnuite

Clădirile au destinații, forme şi caracteristici constructive diferite, iar pentru stabilirea caracteristicilor tehnice ale echipamentelor de încălzire este necesar să se calculeze necesarul de căldură care exprimă cantitatea de energie termică cedată de fiecare încăpere în mediul înconjurător.

Metoda de calcul al necesarului de căldură pentru încălzire este reglementată prin STAS 1907 şi se aplică tuturor tipurilor de clădiri civile şi industriale excepție făcând:

- încăperile amplasate subteran;
- spațiile închise limitate de elementele de construcții lipsite practic de masivitate termică;
- construcțiile sau încăperile încălzite rar, pe perioade scurte de timp;
- construcțiile cu instalații de încălzire locală, având efecte pe zone limitate;
- construcții cu instalații de încălzire prin radiație (cap. 4.5).

Necesarul de căldură pentru încălzire Q al unei încăperi se calculează cu relația:

$$Q = Q_T(1 + \Sigma A/100) + Q_i \quad [W] \quad (3.1.1)$$

în care:

- Q_T este fluxul termic cedat prin transmisie, considerat în regim staționar, corespunzător diferenței de temperatură între interiorul şi exteriorul elementelor de construcții care delimitează încăperea [W];
- Q_i - sarcina termică pentru încălzirea aerului rece pătruns în interior de la temperatura exterioară la temperatura interioară [W];
- ΣA - suma adaosurilor afectate fluxului termic cedat prin transmisie [%].

Necesarul de căldură global al unei încăperi se majorează sau se micşorează cu debitul de căldură absorbit sau cedat de diverse procese cu caracter permanent dacă acesta depăşeşte 5 % din Q.

3.1.1. Fluxul termic cedat prin transmisie Q_T

Pierderi de căldură au loc atât prin elementele de construcții în contact cu aerul pe ambele fețe Q_e cât şi prin sol Q_s.

$$Q_T = Q_e + Q_s \quad [W] \quad (3.1.2)$$

3.1.1.1 Fluxul termic prin transmisie Q_e

Acesta se calculează cu relația:

$$Q_e = C_M \cdot \sum m \cdot S \cdot \frac{t_i - t_e}{R'_{os}} \quad [W] \quad (3.1.3)$$

în care:

- m este coeficientul de masivitate termică al elementelor de construcții exterioare, conform STAS 6472;
- S - aria suprafeței fiecărui element de construcții [m²];
- t_i - temperatura interioară convențională de calcul, conform STAS 1907 [°C];
- t_e - temperatura spațiilor exterioare încăperii considerate [°C], care se ia după caz: temperatura convențională a aerului exterior sau temperatura interioară convențională de calcul pentru încăperile alăturate;
- R'_{os} - rezistența termică a elementului de construcții considerat, stabilită conform STAS 6472 [m²·K/W];
- C_M - coeficient de corecție a fluxului termic.

Coeficientul de masivitate m este dependent de indicele de inerție termică D al elementului de construcții. Valoarea este dată în tabelul 3.1.1 sau se poate calcula şi cu relația:

$$m = 1,225 - 0,05\,D \quad (3.1.4)$$

unde indicele de inerție termică D este dat de relația 2.3.2 (§ 2.3.2).

Pentru elementele de construcții lipsite de inerție termică, cu $D < 1$ (uşi, ferestre etc.), coeficientul de masivitate termică are valoarea cea mai mare $m = 1,2$ iar pentru elementele de construcție interioare (pereți şi planşee interioare etc.), coeficientul $m = 1$.

Suprafața de calcul S a elementului de construcții se determină luând în considerare următoarele dimensiuni:

- pentru planşee şi pereți: lungimea şi lățimea încăperii, măsurate între axele de simetrie ale elementelor de construcție ce o delimitează şi înălțimea nivelului măsurat între pardoselile finite; din aria astfel obținută se scade aria golurilor suprafețelor neinerțiale (uşi, ferestre, luminatoare etc.);
- pentru suprafețele neinerțiale, se consideră dimensiunile golurilor din zidărie.

Rezistența termică R'_{os} se calculează conform metodologiei indicate în § 2.2.3 din capitolul 2.

Temperaturile convenționale t_e ale aerului exterior pentru principalele localități din România sunt date în tabelul 3.1.2. În figura din Anexa IV este reprezentată harta de zonare a teritoriului României, din punct de vedere al temperaturilor convenționale ale aerului exterior.

Temperaturile convenționale t_e ale aerului din încăperile neîncălzite şi în rosturile de dilatare ale clădirilor de lo-

Tabelul 3.1.1. Valorile coeficientului de masivitate termică m

D	1	1,1...2	2,1...3	3,1...4	4,1...5	5,1...6	6,1...7
m	1,2	1,15	1,1	1,05	1	0,95	0,90

Tabelul 3.1.2. Temperaturile convenționale t_e ale aerului exterior pentru principalele localități din România

Localitatea	t_e [°C]	Localitatea	t_e [°C]
Alba Iulia	-18	Lugoj	-12
Alexandria	-15	Miercurea Ciuc	-21
Arad	-15	Oradea	-15
Bacău	-18	Petroşani	-18
Baia Mare	-18	Piatra Neamț	-18
Baraolt	-21	Piteşti	-15
Beclean	-21	Ploieşti	-15
Beiuş	-18	Reghin	-21
Bistrița	-21	Reşița	-12
Bârlad	-18	Râmnicu Vâlcea	-15
Blaj	-18	Roman	-18
Botoşani	-18	Satu Mare	-18
Braşov	-21	Sfântu Gheorghe	-12
Brăila	-15	Sibiu	-18
Bucureşti	-15	Sighişoara	-18
Buzău	-15	Sinaia	-18
Călăraşi	-15	Sângiorgiu de Pădure	-21
Ceahlău	-21	Slatina	-15
Câmpulung Muscel	-18	Slobozia	-15
Cluj-Napoca	-18	Sovata	-21
Constanța	-12	Suceava	-21
Craiova	-15	Tecuci	-18
Cristuru Secuiesc	-21	Timişoara	-15
Deva	-15	Târgovişte	-15
Făgăraş	-21	Târgu Jiu	-15
Focşani	-18	Târgu Mureş	-21
Galați	-18	Târgu Ocna	-18
Gheorghieni	-21	Tulcea	-15
Giurgiu	-15	Napoca-Turnu Severin	-12
Huedin	-18	Vaslui	-18
Hunedoara	-15	Vatra Dornei	-21
Iaşi	-18	Zalău	-15

cuințe, administrative și social-culturale sunt date în tabelul 3.1.3 (Anexa 3.1).

În cazul în care este necesară cunoașterea exactă a temperaturii t_e a unei încăperi neîncălzite aceasta se poate calcula cu relația:

$$t_e = \frac{\sum \frac{S_j}{R_j} \cdot t_i}{\sum \frac{S_j}{R_j}} \qquad (3.1.5)$$

în care:

- t_i este temperaturile interioare convenționale ale încăperilor sau spațiilor învecinate [°C];
- S_j - aria suprafețelor care delimitează încăperea [m²];
- R_j - rezistențele termice ale elementelor de construcții ale încăperii [m²·K/W].

Temperaturile interioare convenționale de calcul t_i pentru încăperi încălzite în clădiri de locuit, administrative și social-culturale precum și pentru anexele administrative și social-culturale ale întreprinderilor industriale sunt date în tabelul 3.1.4 (Anexa 3.2).

Coeficientul de corecție C_M a fluxului termic se stabilește în funcție de capacitatea termică specifică a elementelor de construcții interioare ale construcției m_{pi}, astfel:

- pentru $m_{pi} \leq 400$ kg/m², $C_M = 1{,}0$
- pentru $m_{pi} > 400$ kg/m², $C_M = 0{,}94$.

Capacitatea termică specifică a construcției m_{pi} se determină pentru întreaga construcție cu relația:

$$m_{pi} = 0{,}9\ (M_{pi}/S) \qquad (3.1.6)$$

în care:

- M_{pi} este masa tuturor elementelor de construcții interioare (pereți interiori, planșee între etaje, elemente de tâmplărie în interior); nu se ia în calcul masa elementelor de construcții perimetrale (pereți exteriori, ferestre, uși, acoperiș, planșeu peste subsol neîncălzit, pereți către casa scării, pereți care despart spații încălzite de spații neîncălzite) [kg];
- S - suprafața perimetrală a construcției prin care se produce disipare de flux termic (pereți exteriori, ferestre, uși, pereți spre casa scării, planșeu peste subsoluri neîncălzite, planșeu spre pod, acoperișuri de tip terasă etc.) [m²].

3.1.1.2 Fluxul termic cedat prin sol Q_s

Se calculează cu relația:

$$Q_s = S_p \frac{t_i - t_f}{R_p} + C_M \cdot \frac{m_s}{n_s} \cdot \frac{t_i - t_e}{R_{bc}} \cdot S_c + \sum_{j=1}^{n} \frac{1}{n_s} \cdot \frac{t_i - t_{ej}}{R_{bc}} \cdot S_{cj} \quad [W] \qquad (3.1.7)$$

în care S_p este suprafața cumulată a pardoselii și a pereților aflați sub nivelul solului, care se calculează cu relația:

$$S_p = S_{pd} + p \cdot h \quad [m^2] \qquad 3.1.8$$

unde:

- S_{pd} este suprafața pardoselii [m²];
- p - lungimea conturului pereților în contact cu solul [m];
- h - cota pardoselii sub nivelul solului [m];
- S_c este aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului exterior al suprafeței S_p [m²];
- S_{cj} - aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului care corespunde spațiului învecinat care are temperatura t_i [m²];
- R_p - rezistența termică cumulată a pardoselii și a stratului de sol cuprins între pardoseală și pânza de apă freatică care se determină cu relația:

$$R_p = \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} \quad [m^2 \cdot K/W] \qquad (3.1.9)$$

unde:

- δ_j este grosimea straturilor luate în considerare [m];
- λ_j - conductivitatea termică a materialului din care este alcătuit stratul luat în considerare [W/m·K], (Anexa I);
- R_{bc} - rezistența termică a benzii de contur la trecerea căldurii prin pardoseală și sol către aerul exterior [m²·K/W], a cărei valoarea este dată în tabelul 3.1.5;
- t_f - temperatura solului (apei freatice), considerată + 10 °C pentru toate zonele climatice ale țării;
- t_{ej} - temperatura interioară convențională de calcul pentru încăperile alăturate [°C];
- m_s - coeficientul de masivitate termică al solului, care se determină din graficul din figura 3.1.1, în funcție de adâncimea pânzei de apă freatică H și adâncimea h de îngropare a pardoselii;
- n_s - coeficientul de corecție care ține seama de conductivitatea termică a solului și cota pardoselii h sub nivelul terenului, care se determină din graficul din figura 3.1.2.

În relația 3.1.7, în cazul în care diferența de temperatură $t_i - t_f < 0$, primul termen al relației se neglijează.

3.1.2. Adaosuri la pierderile de căldură ΣA

Acestea afectează fluxul termic cedat prin transmisie Q_T cu scopul de a realiza aceleași condiții în încăperi indiferent de orientarea lor și gradul de izolare termică (elemente de construcții cu rezistență termică redusă).

Adaosurile sunt:

- A_0 – de orientare, în scopul diferențierii necesarului de căldură al încăperilor diferit expuse radiației solare și afectează numai fluxul termic cedat prin elementele de construcții a încăperilor cu pereți exteriori și are valorile date în tabelul 3.1.6.

Pentru încăperi cu mai multe elemente de construcții exterioare, adaosul A_0 se stabilește corespunzător elementului de construcții cu orientarea cea mai defavorabilă;

- A_c – pentru compensarea efectului suprafețelor reci, în scopul corectării bilanțului termic al corpului omenesc în încăperile în care elementele de construcții cu rezistență la transfer termic redusă, favorizează intensificarea cedării de căldură a corpului prin radiație. Acest adaos afectează numai fluxul termic prin elementele de construcții ale încăperilor a căror rezistență termică $R_m \leq 10$ m²·K/W. Rezistența R_m se calculează cu relația:

$$R_m = \frac{S_T (t_i - t_e)}{Q_T} \cdot C_M \quad [m^2 \cdot K/W] \qquad (3.1.10)$$

unde S_T este aria suprafeței totale a încăperii (reprezentând suma tuturor suprafețelor delimitatoare) [m²];

Valorile adaosului A_c sunt date în graficul din figura 3.1.3.

Adaosul A_c se acordă tuturor încăperilor cu excepția:

- depozitelor, casei scării etc., precum și a încăperilor prin care oamenii trec sau staționează (săli de expoziție) purtând îmbrăcăminte de stradă;
- încăperilor de producție cu specific de muncă medie, cu locuri de muncă nestaționare sau cu specific de muncă grea.

De asemenea, pentru încăperi de producție cu specific de muncă ușoară sau medie, cu locuri de muncă staționare, adaosul A_c se prevede numai în cazul în care locurile de muncă sunt situate la o distanță mai mică de 5 m de suprafețele vitrate exterioare.

3.1.3. Sarcina termică Q_i

Sarcina termică Q_i pentru încălzirea aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora se determină ca valoare maximă între sarcinile termice Q_{i1} și Q_{i2}, în care:

- Q_{i1} este sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor determinată în funcție de numărul de schimburi orare de aer necesar în încăpere din condiția de confort fiziologic, cu relația:

$$Q_{i1} = [n_{ao}\, C_M V \rho\, c_p\, (t_i - t_e) + Q_u](1 + A_c) \quad [W] \qquad (3.1.11)$$

- Q_{i2} este sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor dependentă de viteza de calcul a vântului,

$$Q_{i2} = \{C_M [E \Sigma (L \cdot i) v^{4/3} (t_i - t_e)] + Q_u\} \cdot (1 + A_c) \quad [W] \qquad (3.1.12)$$

Semnificația termenilor din relațiile de mai sus este: n_{ao} - numărul de

Tabelul 3.1.5. Rezistența termică a benzii de contur R_{bc} [m²·K/W]

Adâncimea de îngropare a pardoselii h [m]	Grosimea fundației g [m]	Adâncimea pânzei de apă freatică H [m] ≤4	6	8	≥10
	0,20	0,600	0,520	0,475	0,445
	0,25	0,634	0,546	0,496	0,464
	0,30	0,668	0,570	0,517	0,481
	0,35	0,700	0,600	0,536	0,498
	0,40	0,735	0,622	0,555	0,513
0,0	0,45	0,768	0,645	0,574	0,530
	0,50	0,802	0,665	0,593	0,547
	0,55	0,835	0,693	0,614	0,565
	0,60	0,868	0,717	0,633	0,581
	0,65	0,902	0,742	0,652	0,600
	0,70	0,935	0,767	0,672	0,615
	0,75	0,970	0,781	0,692	0,632
	0,80	1,00	0,815	0,712	0,650
	0,20	0,390	0,352	0,329	0,314
	0,25	0,410	0,370	0,340	0,328
	0,30	0,431	0,388	0,355	0,340
	0,35	0,450	0,399	0,370	0,351
	0,40	0,470	0,415	0,383	0,365
	0,45	0,490	0,430	0,398	0,377
1,0	0,50	0,509	0,445	0,410	0,386
	0,55	0,528	0,460	0,425	0,400
	0,60	0,548	0,475	0,437	0,414
	0,65	0,568	0,490	0,451	0,425
	0,70	0,587	0,505	0,465	0,438
	0,75	0,607	0,520	0,480	0,450
	0,80	0,627	0,535	0,494	0,463
	0,20	0,360	0,315	0,293	0,278
	0,25	0,378	0,329	0,304	0,289
	0,30	0,396	0,341	0,315	0,298
	0,35	0,413	0,354	0,326	0,308
2,0	0,40	0,430	0,367	0,337	0,318
	0,45	0,448	0,380	0,347	0,327
	0,50	0,465	0,392	0,357	0,336
	0,55	0,482	0,415	0,370	0,346
	0,60	0,500	0,424	0,380	0,356
	0,65	0,516	0,432	0,391	0,365
	0,70	0,534	0,445	0,402	0,375
	0,75	0,551	0,457	0,414	0,385
	0,80	0,568	0,470	0,425	0,395

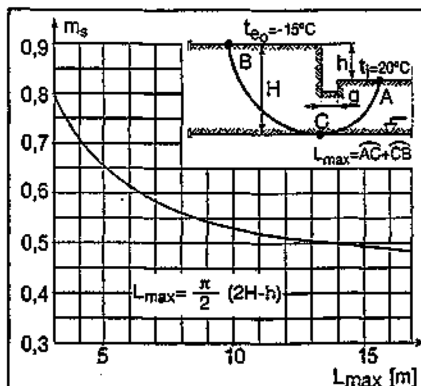


Fig. 3.1.1. Variația coeficientului de masivitate termică m_s.

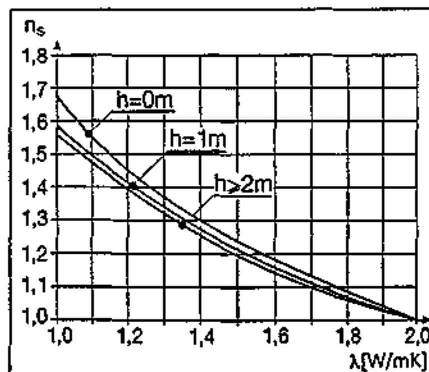


Fig. 3.1.2. Variația coeficientului de corecție n_s.

schimburi orare de aer necesar în încăpere din condiții de confort fiziologic.

Pentru n_{ao} se recomandă următoarele valori:

- pentru clădiri de locuit și similar lor:
  - cămin de locuit

n_{ao} = 0,792 [m³·h⁻¹/m³]
  - bucătării

n_{ao} = 1,19 [m³·h⁻¹/m³]
  - băi:

n_{ao} = 1,0 [m³·h⁻¹/m³]

- pentru școli, grădinițe, creșe, spitale:

$n_{ao} \cdot V = 25 N_p$ [m³/h]

unde:

- V este volumul încăperii [m³];
- Np - numărul de persoane.
- c_p - căldură masică a aerului la presiune constantă [J/kg·K];
- ρ - densitatea aerului [kg/m³];
- E - factor de corecție dependent de înălțimea clădirii; are valoarea 1 pentru încăperi din clădiri cu mai puțin de 12 niveluri iar pentru clădiri cu 12 sau mai multe niveluri valorile factorului E sunt date în tabelul 3.1.7;
- i - coeficientul de infiltrație al aerului prin rosturi; se determină în funcție de:
  - materialele din care sunt executate ușile și ferestrele;
  - raportul S_e/S_i, unde S_e reprezintă aria totală a elementelor mobile ale ușilor și ferestrelor exterioare, iar S_i aria ușilor și ferestrelor interioare ale încăperii;
  - gradul de impermeabilitate al clădirii. Prin „clădiri greu permeabile" se înțeleg clădirile sau compartimentele de clădire la care, datorită existenței pereților despărțitori fără goluri, ieșirea aerului infiltrat prin rosturi se face numai prin casa scării sau printr-un coridor central (clădiri de locuit cu simplă orientare, apartamente de colț care nu au fațade diametral opuse, compartimente de hale fără comunicație cu restul clă-

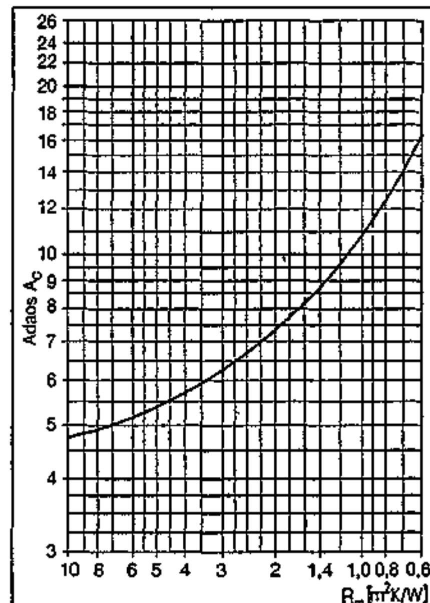


Fig. 3.1.3. Valorile adaosului A_c.

direlor etc.). Prin „clădiri permeabile" se înțeleg clădirile sau compartimentele de clădiri care datorită absenței pereților despărțitori sau existenței pereților despățitori cu goluri sau a casei scării cu uși exterioare, spre încăperea tubului de gunoi, ieșirea aerului infiltrat se face prin rosturile ușilor și ferestrelor plasate în alte fațade (săli cu mai multe fațade etc.).

Valorile coeficientului de infiltrație *i* sunt date în tabelul 3.1.8

Pentru elementele mobile (ferestre, uși etc.) amplasate chiar la colțul clădirii la ultimul etaj, valorile din tabelul 3.1.8 se majorează cu 1,2.

L - lungimea rosturilor elementelor de construcții mobile din fațadele supuse acțiunii vântului.

La stabilirea valorii lungimii *L* se au în vedere următoarele situații (fig. 3.1.5) privind amplasarea elementelor mobile:

- pe un perete exterior $L = \Sigma l_1$ (lungimea rosturilor este egală cu lungimea tuturor rosturilor elementelor mobile Σl_1 de pe peretele exterior).
- pe doi pereți exteriori alăturați $L = \Sigma l_1 + \Sigma l_2$;
- pe doi pereți exteriori opuși, $L = \max(\Sigma l_1; \Sigma l_2)$;
- pe mai mulți pereți exteriori $L = \max(\Sigma l_1 + \Sigma l_2; \Sigma l_2 + \Sigma l_3)$.

Rostul format de două elemente mobile se ia în calcul o singură dată; în cazul ușilor și ferestrelor duble, rostul se măsoară pentru un singur rând.

v - viteza de calcul a vântului stabilită în funcție de zona eoliană în care se găsește localitatea respectivă și de amplasamentul clădirii față de localitate (tab. 3.1.9). Vitezele de calcul ale vântului sunt valabile pentru altitudini sub 1100 m. Pentru clădiri amplasate la altitudini mai mari, vitezele vântului se stabilesc pe baza datelor meteorologice privitoare la concomitența vântului cu temperaturi scăzute, astfel încât necesarul de căldură rezultat să nu fie depășit în mai mult de 10 ... 20 ore/an. De asemenea, pentru toate nivelurile situate deasupra etajului 12 al clădirilor înalte din cuprinsul orașelor, vitezele de calcul ale vântului sunt cele corespunzătoare clădirilor amplasate în afara localităților. Încadrarea localităților în zone eoliene se poate lua din harta din Anexa IV.

Q_u - sarcina termică pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare (la intrarea în clădire) se calculează cu relația:

$Q_u = 0{,}36 \cdot S_u \cdot n \cdot (t_i - t_e) \cdot C_M$ [W] (3.1.13)

unde:

- S_u este aria ușilor exterioare care se deschid [m²];
- *n* - numărul deschiderilor ușilor exterioare într-o oră, care depinde de specificul clădirii.

Tabelul 3.1.6. Valorile adaosului A_0

Orientare	N	NE	E	SE	S	SV	V	NV
A_0 [%]	+5	+5	0	-5	-5	-5	0	+5

Tabelul 3.1.7. Valorile factorului de corecție *E*

Etajul	Numărul de niveluri ale clădirii				
	12	15	18	20	25
P	1,18	1,23	1,265	1,295	1,34
1	1,14	1,20	1,230	1,265	1,315
2	1,12	1,17	1,20	1,23	1,285
3	1,09	1,15	1,175	1,20	1,285
4	1,07	1,13	1,155	1,18	1,23
5	1,04	1,11	1,135	1,16	1,21
6	1,02	1,08	1,12	1,15	1,20
7	1,00	1,06	1,11	1,13	1,185
8	1,00	1,04	1,09	1,11	1,19
9	1,00	1,01	1,065	1,09	1,15
10	1,00	1,00	1,03	1,06	1,13
11	1,00	1,00	1,01	1,03	1,11
12	1,00	1,00	1,00	1,00	1,08
13	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05
14	1,00	1,00	1,00	1,00	1,02
peste 14	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Sarcina termică Q_u se ia în considerare numai în cazul încăperilor cu uși care se deschid frecvent (magazine, holuri la săli de spectacole etc.) și care nu sunt prevăzute cu sasuri sau perdele elastice.

3.1.4. Particularități de calcul al necesarului de căldură pentru clădiri industriale

Metodologia de calcul al necesarului de căldură în cazul clădirilor industriale este, în general, aceeași cu unele particularități:

- pentru hale neetajate și incinte mari, având lățimi mai mari de 10 m și înălțimi mai mari de 5 m, pentru calculul rezistențelor termice R_c se are în vedere relația:

$R_c = R_0/\delta$ [m²·K/W] (3.1.14)

unde:

- R_0 este rezistența termică stabilită după STAS 6472 pentru clădirile obișnuite [m²·K/W];
- δ - factor de corecție care depinde de înălțimea încăperii industriale, ale cărui valori se iau din diagrama din figura 3.1.5.

Valorile rezistențelor termice R_c se pot determina în funcție de R_0 utilizând diagramele din figura 3.1.6 pentru pereți, din figura 3.1.7 pentru ferestre și din figura 3.1.8 pentru plafoane.

- coeficientul de corecție $C_M = 1$
- sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat se calculează cu ajutorul factorului de corecție de înălțime *E* ale cărui valori sunt date în tabelul 3.1.10.

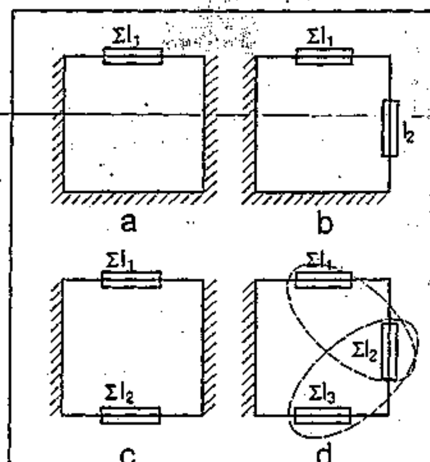


Fig. 3.1.4. Poziția elementelor mobile în ansamblul încăperii:
a - pe un perete exterior;
b - pe doi pereți exteriori alăturați;
c - pe doi pereți exteriori opuși;
d - pe mai mulți pereți exteriori.

- pentru halele ventilate în suprapresiune, infiltrațiile de aer rece se iau în considerare numai în cazul în care debitul de aer infiltrat depășește debitul de aer introdus prin instalațiile de ventilare.

3.1.5. Particularități ale calculului necesarului de căldură pentru locuințe

Metoda de calcul a necesarului de căldură presupune un regim de funcționare a instalațiilor de încălzire de tip continuu cu menținerea temperaturii interioare la

Tabelul 3.1.8. Valorile coeficientului de infiltrație *i*

Uși și ferestre din:	S_e/S_i	Simple cu deschidere interioară	Simple cu deschidere interioară cu accesorii și garnituri	Simple cu deschidere interioară cu geam termoizolant	Simple cu deschidere exterioară	Cuplate	Cuplate cu geam fix simplu	Cuplate cu accesorii și garnituri	Cuplate cu geam termoizolant fix	Cuplate cu 3 sau 4 rânduri de geam cu accesorii și garnituri	Duble	Duble cu accesorii și garnituri	Duble cu 3 sau 4 rânduri de geam cu accesorii și garnituri
		Valorile coeficientului *i*											
Lemn		Clădiri greu permeabile cu ferestre											
	<3	0,1570	0,0785	0,1177	0,0980	0,0980	0,0157	0,0667	0,0079	0,0589	0,0780	0,0589	0,0393
	>3	0,1221	0,0610	0,0916	0,0763	0,0763	0,0122	0,0520	0,0061	0,0458	0,0610	0,0458	0,0305
		Clădiri permeabile cu ferestre											
	<3	0,2222	0,1111	0,1167	0,1389	0,1389	0,0222	0,0944	0,0111	0,0833	0,1111	0,0833	0,0555
	>3	0,1728	0,0864	0,1296	0,1080	0,1080	0,0173	0,0734	0,0086	0,0648	0,0864	0,0648	0,0432
Metal	S_e/S_i	Simple	Cuplate	Duble sau simple cu etanșare specială	Fixe								
		Clădiri greu permeabile cu ferestre											
	<6	0,0785	0,0667	0,0667	0,0079								
	>6	0,0610	0,0520	0,0520	0,0061								
		Clădiri permeabile cu ferestre											
	<6	0,1111	0,0944	0,0833	0,0111								
	>6	0,0864	0,0734	0,0648	0,0086								

valoarea de +20 °C sau cu reducere pe timp de noapte până la +17 °C.

3.2. Necesarul de căldură la sere

Pentru calculul necesarului de căldură la sere simplu vitrate se folosește relația:

$$Q = 1,26 \cdot S \cdot \left[0,35 + \frac{S_F}{S}(3,26 \cdot C + k_{CONV})\right](t_i - t_e) \quad [W] \qquad (3.2.1)$$

în care:

- S este suprafața terenului pe care este amplasată sera [m²];
- S_F - suprafața vitrată (geamurilor) [m²];
- C - coeficient care ține seama de frecvența de apariție a orelor cu cer senin asociate temperaturii convenționale a aerului exterior, cu valoarea C = 0,10 indiferent de zona climatică;
t_i - temperatura interioară de calcul [°C];
- t_e - temperatura exterioară convențională a aerului exterior (tab. 3.1.2 sau harta din Anexa IV);
- k_{CONV} - coeficientul de transfer convectiv prin suprafața vitrată, care se determină cu relația:

$$k_{CONV} = k_{ET}\left[1 + \pi_n \cdot (k_{ET})^{n-1} \cdot \zeta\right] [W/m^2 \cdot K] \qquad (3.2.2)$$

unde:

- n este coeficientul de etanșeitate a serei, cu următoarele valori: pentru sere etanșe n = 1,7 și pentru sere neetanșe n = 2,0;
- π_n - coeficient de penetrație cu următoarele valori: pentru sere etanșe π_n=0,1; pentru sere neetanșe π_n = 0,23;
$\zeta = (I_i - I_e) / (t_i - t_e)$,
în care:
- I_i este entalpia aerului interior iar I_e este entalpia aerului exterior [kJ/kg·K];
- k_{ET} - coeficient de transmisie prin convecție prin suprafața vitrată a serei considerată etanșă, calculat cu relația:

$$k_{ET} = \frac{\alpha_i \alpha_e}{\alpha_i + \alpha_e} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (3.2.3)$$

unde: α_i și α_e sunt coeficienții superficiali de transfer de căldură determinați cu relațiile:

$\alpha_i = 4,65 + 1,63\Psi(s)v$ [W/m²·K] (3.2.4)
$\alpha_e = 5,821 + 4,07\ v$ [W/m²·K] (3.2.5)
(pentru $v \leq 5$ m/s)
$\alpha_e = 7,141\ v^{0,78}$ [W/m²·K] (3.2.6)
(pentru 5 m/s < $v \leq 10$ m/s)

În relațiile de mai sus v este viteza de calcul a vântului (tab. 3.1.9) iar $\Psi(s)$ este o funcție care depinde de suprafața serei (fig. 3.2.1).

Dacă din calculul α_i < 5,8 W/m²·K se ia n = 2, iar dacă α_i > 6,4 W/m²·K se ia n = 1,7.

Pentru calcule rapide se poate folosi diagrama din figura 3.2.2.

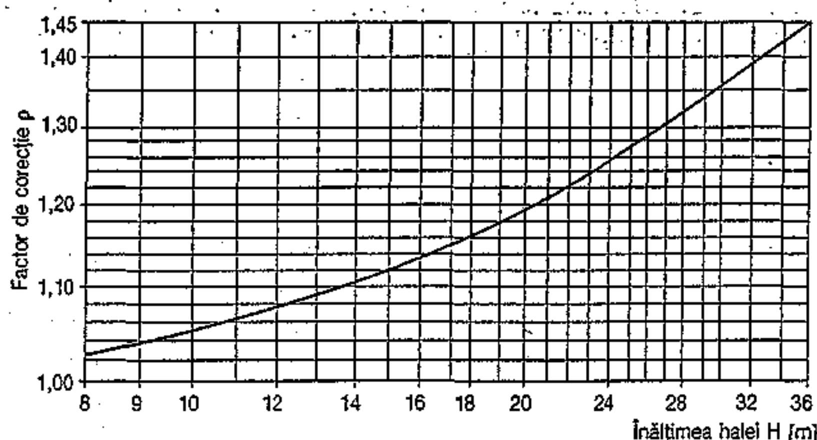


Fig.3.1.5. Valorile factorului de corecție ρ.

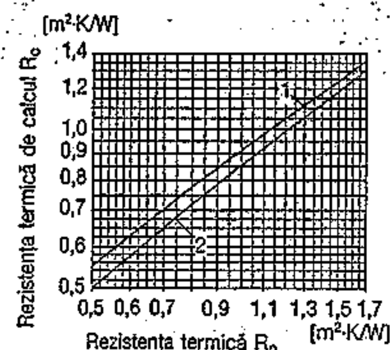


Fig. 3.1.6. Valorile rezistenței termice Rc pentru pereți:
1 - fără încălzire perimetrală;
2 - cu încălzire perimetrală.

Tabelul 3.1.9 Valorile vântului de calcul v				
Zona eoliană	Amplasamentul clădirii			
	În localități		În afara localității	
	v [m/s]	$v^{4/3}$ [$m^{4/3} \cdot s^{-4/3}$]	v [m/s]	$v^{4/3}$ [$m^{4/3} \cdot s^{-4/3}$]
I	8,0	16	10,0	21,54
II	5,0	8,55	7,0	13,39
III	4,5	7,45	6,0	10,9
IV	4,0	6,35	4,0	6,35

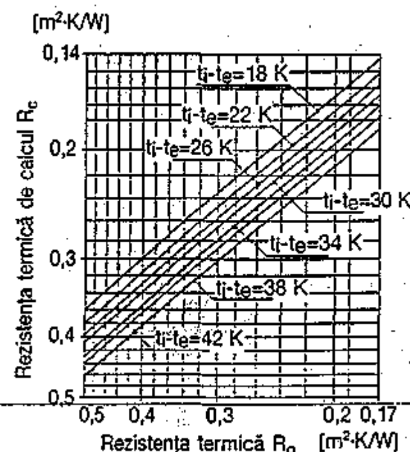


Fig. 3.1.7. Valorile rezistenței termice R_c pentru ferestre:
Pentru hale cu înălțimi mai mari de 10 m, valorile R_c se înmulțesc cu **1,1**, respectiv, cu 1,18 după cum în hale există sau nu încălzire perimetrală cu corpuri de încălzire.

Exemplul de calcul 1

Se calculează necesarul de căldură pentru o seră cunoscând:

- suprafața terenului pe care este amplasată $S = 5000$ m²; înălțimea unui perete lateral $h = 2,50$ m; lățimea la 50 m; lungimea la 100 m; lățimea unui plan înclinat vitrat $l_v = 2,7$; numărul de planuri înclinate $n_p = 20$
- elementele de închidere, realizate din geam simplu;
- sera se află în zona climatică III unde $t_e = -18$ °C și $v = 6$ m/s;
- temperatura interioară $t_i = +20$ °C.

Rezolvare:

- se calculează suprafața geamurilor, $S_F = 5900$ m²
- din graficul din figura 3.2.1 pentru $S = 5000$ m² se obține $\Psi(s) = 0,3$
- se calculează coeficienții superficiali de transfer de căldură

$\alpha_i = 4,65 + 1,63 \cdot \Psi(s) \cdot v =$
$= 4,65 + 1,63 \cdot 0,3 \cdot 6 =$
$= 4,89$ W/m²·K

$\alpha_e = 7,141\ v^{0,78} = 7,143 \cdot 6^{0,78} =$
$= 28,6$ W/m²·K

- se stabilește valoarea coeficientului n: pentru $\alpha_i < 5,8$ W/m²·K, $n = 2$ (seră neetanșă)
- se stabilește valoarea coeficientului de penetrație, care pentru sera neetanșă $\Pi_n = 0,23$.
- se calculează coeficientul global de transmisie prin convecție prin suprafața vitrată a serei considerată etanșă:

$$k_{ET} = \frac{\alpha_i \alpha_e}{\alpha_i + \alpha_e} = \frac{4,89 \cdot 28,6}{4,89 + 28,6} = 4,18 \quad W/m^2K$$

- se calculează coeficientul de transmisie prin convecție prin suprafața vitrată:

Tabelul 3.1.10. Valorile factorului de corecție E pentru clădiri industriale	
Înălțimea halei [m]	Factorul de corecție E
5	1,0
5...12	1,12
>12	1,20

$k_{CONV} = k_{ET}\,[1 + \Pi_n\,(k_{ET})^{n-1} \cdot \zeta] =$
$= 4,18\,[1 + 0,23 \cdot (4,18)^{2-1} \cdot 1,52] =$
$= 10,29$ W/m²·K

unde coeficientul $\zeta = (i_i - i_e)/(t_i - t_e) =$
$= (44+14)/(20+18) =$
$= 1,52$

$i_i = 44$ kJ/kg pentru $t_i = +20$ °C și $\varphi_i = 65\%$
$i_e = -14$ kJ/kg pentru $t_e = -18$ °C și $\varphi_e = 80\%$

- în final se obține valoarea necesarului de căldură al serei:

$Q = 1,26 \cdot S \cdot [0,35 + S_F/S \cdot (3,26C +$
$+ k_{CONV})] \cdot (t_i - t_e) =$
$= 1,26 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot [0,35 + (5900/5000) \cdot$
$\cdot (3,26 \cdot 0,10 + 10,29)] \cdot (20+18) =$
$= 3\,082\,725$ W.

3.3. Necesarul de căldură pentru clădirile amplasate subteran

Pentru încăperile clădirilor amplasate total sub cota terenului, în pământ cu zone de apă freatică (fig. 3.3.1), calculul necesarului de căldură se face aplicând relația:

$Q_s = Q_s' + Q_s''$ [W] (3.3.1)

- fluxul termic Q_s' dirijat spre aerul exterior de temperatură t_e se determină

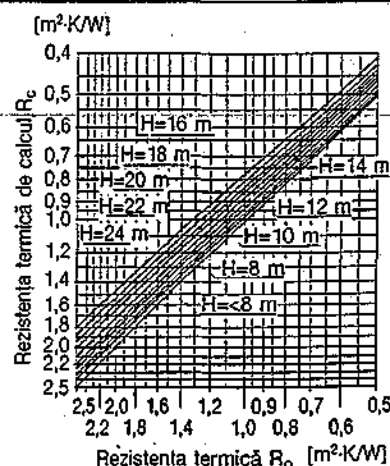


Fig. 3.1.8. Valorile rezistenței termice R_c pentru plafoane.

cu relația din tabelul 3.1.11;

- fluxul termic Q_s'' dirijat spre stratul de apă freatică de temperatură t_s se determină cu relația din tabelul 3.1.11:
- distanțele m_1, m_2, m_5, m_6 la care

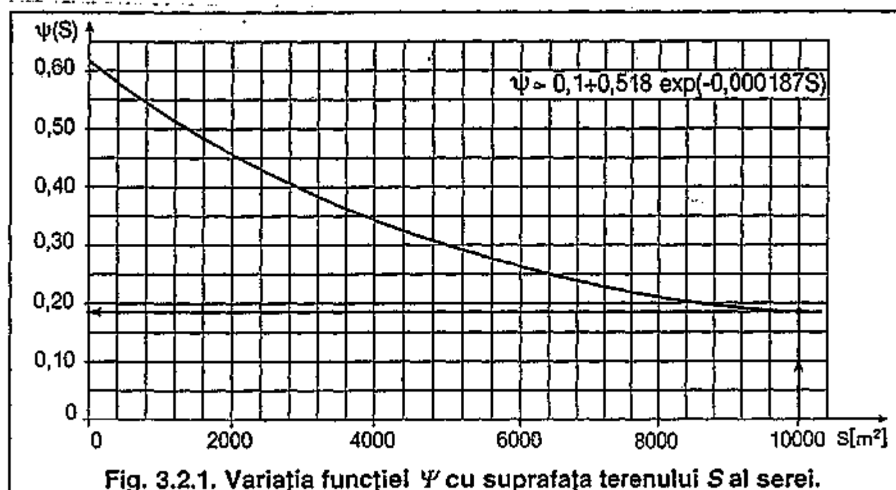


Fig. 3.2.1. Variația funcției Ψ cu suprafața terenului S al serei.

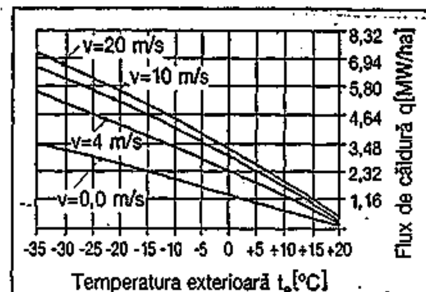


Fig. 3.2.2. Calculul fluxului termic unitar pentru sere.

liniile de flux termic se despart (spre aerul exterior, respectiv, spre stratul de apă freatică) se calculează cu relația:

$$m_j = \frac{b+\delta_3+\delta_4+\frac{2\lambda_p}{\pi}\left(R_{aj}-\frac{t_i-t_s}{t_i-t_e}\cdot R_j\right)}{\frac{t_i-t_s}{t_i-t_e}+1}$$

[m] (3.3.4)

- rezistențele termice R_j și R_{aj} (pentru j = 1; 2; 5; 6) se determină aplicând relațiile:

$$R_j=\frac{1}{\alpha_i}+\frac{\delta_j}{\lambda_j}+\frac{h}{\lambda_p}+\frac{1}{\alpha_e}$$ [m²·K/W] (3.3.5)

$$R_{aj}=\frac{1}{\alpha_i}+\frac{\delta_j}{\lambda_j}+\frac{h_s-h-c-\delta_3-\delta_4}{\lambda_p}$$ [m²·K/W] (3.3.6)

3.4. Calculul necesarului de căldură pe bază de indici

Pentru calculul aproximativ al necesarului de căldură pentru încălzire Q, se pot folosi indici care țin seama de tipul clădirii (de locuit sau terțiar), de forma și dimensiunile geometrice (numărul de niveluri, suprafața desfășurată, volumul construit), gradul de izolare și zona climatică unde urmează a fi amplasată clădirea.

Relația de calcul pentru clădirile de locuit și similare acestora este:

$Q = V \cdot GN \cdot (t_{mi} - t_e)$ [W] (3.4.1)

în care:

- V este volumul interior încălzit al clădirii, calculat ca volumul delimitat de anvelopa clădirii [m³];
- GN - coeficientul global normat de izolare termică, determinat în funcție de numărul de niveluri N și de raportul dintre aria A și volumul clădirii V [W/m³·K] ale cărui valori sunt date în tabelul 2.4.2;
- t_{mi} - temperatura medie a aerului din interiorul încăperilor [°C];
- t_e - temperatura exterioară convențională de calcul a zonei în care este amplasată clădirea [°C].

Relația de calcul pentru clădirile cu altă destinație decât cea de locuit:

$Q = V\, G_1\,(t_{mi} - t_e)$ [W] (3.4.2)

în care G_1 este coeficientul global efectiv de izolare termică calculat cu relația 2.4.6 [W/m³·K].

3.5. Calculul necesarului de căldură anual al clădirilor de locuit

3.5.1. Necesarul de căldură anual al clădirilor de locuit existente

Relațiile de calcul se bazează pe următoarele considerente:

- regimul de furnizare a căldurii este continuu, în scopul realizării condițiilor de confort termic necesar;
- realizarea unor regimuri diferențiate de furnizare a căldurii între orele de zi și orele de noapte, prin reducerea temperaturii interioare în orele de noapte (22 - 6) cu maximum 3 °C față de valoarea impusă de condițiile de confort termic;
- influența radiației solare asupra regimului termic din spațiile locuite.

Necesarul de căldură anual al unei clădiri de locuit se determină cu relația:

$$Q=6{,}85\cdot10^4\cdot R\cdot C_R\cdot C_b\cdot C_T\cdot(1-\rho_s)\cdot\left(N^{ti}_{teo}\cdot\frac{Q_o}{t_{mi}-t_{eo}}-6{,}6\cdot10^3\cdot S_{loc}\cdot D_{teo}\right)$$

[W] (3.5.1)

în care:

- R este coeficient care ține seama de variația în timp a temperaturii exterioare, ale cărui valori sunt date în figura 3.5.1;
- C_R - coeficient care ține seama de reducerea temperaturii interioare în timpul nopții, ale cărui valori sunt date în figura 3.5.2;
- C_b - coeficient care ține seama de forma balcoanelor:
  - pentru un balcon deschis C_b = 1,03;
  - pentru balcoane închise cu vitrare simplă C_b = 1;
- C_T - coeficient care ține seama de natura echipamentului cu care sunt dotate instalațiile de încălzire:
  - instalații dotate cu dispozitive de reglare termostată C_T = 1,0;
  - instalații nedotate cu dispozitive de reglare termostată C_T = 1,08;
- N^{ti}_{te0} - numărul anual al gradelor-zile teoretic corespunzătoare perechii de valori t_i și t_e, ale cărui valori sunt date în graficele din figura 5.5.24 (cap. 5);
- t_{mi} - temperatura interioară medie de calcul determinată cu relația 5.5.24 [°C];
- t_{eo} - temperatura exterioară medie zilnică pe durata de un an, a cărei valoare se determină din diagrama din figura 5.5.21 (cap. 5);
- Q_0 - puterea termică instalată pentru încălzire [kW];
- S_{loc} - suprafața locuibilă a întregii clădiri [m²];
- D_{teo} - durata convențională a perioadei de încălzire a cărei valoare se determină din diagrama din figura 5.5.25;
- ρ_s - coeficient care reflectă influența radiației solare asupra necesarului de căldură, a cărui valoare se determină din diagrama din figura 3.5.3 în funcție de valoarea x;

$$x=\frac{\sum_{j=1}^{n}Q_A}{\sum_{j=1}^{n}Q_{NS}}\qquad(3.5.2)$$

unde $\sum_{j=1}^{n}Q_A$ este cantitatea de căldură datorată radiației solare, recepționată de o construcție pe durata sezonului de încălzire [kJ/an], calculată cu relația:

$$\sum_{j=1}^{n}Q_A=\sum_{j=1}^{n}\left[\left(0{,}38S_{Fj}+S_{pj}\right)\cdot F_j\right]\cdot I_{G,SUD}$$

[kJ/an] (3.5.3)

în care:

- S_{Fj} și S_{Pj} sunt suprafețele ferestrelor și pereților orientați către N, NE, S, SE, SV, V, NV, orizontal) [m²];
- F_j - coeficient de reducere a suprafeței S_j care recepteaza radiația globală I_{Gj}, la o suprafață virtuală orientată spre sud, a cărei valoare este dată în tabelul 3.1.12.

$\sum_{j=1}^{n}Q_{NS}$ este necesarul anual de căldură al clădirii, neafectat de influența radiației solare, [kJ/an].

Valoarea $\sum Q_{NS}$ se determină cu relația 3.5.1 unde ρ_s = 0.

Exemplul de calcul 2:

Se determină necesarul de căldură anual pentru un bloc de locuințe cu regim de înălțime P + 10 niveluri amplasat

în orașul București, alimentat cu energie termică de la o centrală termică. Clădirea are balcoane deschise. Instalația interioară de încălzire nu este prevăzută cu dispozitive de reglare termostată a temperaturii interioare. Puterea termică instalată Q_o = 325 kW iar suprafața locuibilă S_{loc} = 3700 m^2.

Rezolvare:

• se determină valoarea coeficientului R, din diagrama din figura 3.5.1, în funcție de temperatura exterioară t_{eo}=12°C care marchează începutul și sfârșitul sezonului de încălzire, R=0,96;

• se determină coeficientul de corelare climatică k în funcție de temperatura medie anuală t_a.

Valoarea t_a pentru București se calculează cu relația 5.5.28 unde t_{ao} = 11,3 °C (din figura 5.5.21).

Se obține din diagrama din figura 5.5.22 valoarea k = 0,9;

• se determină durata convențională a perioadei de încălzire, utilizând figura 5.5.25; pentru k = 0,9 rezultă D_{teo} = 185 zile.

• se determină temperatura interioară medie t_{mi} utilizând relația 5.5.24, rezultând t_{mi} = 18,5 °C;

• se determină numărul anual al gradelor-zile $N_{te0}^{18,5}$ aplicând relația 5.5.27;

$$N_{te0}^{ti} = N_{te0}^{20} - (20 - t_{mi})D_{teo} = $$
$$= 3170 - (20 - 18{,}5)\cdot 185 = 2992 \text{ zile}$$

în care N_{te0}^{20} = 3170 zile pentru București (din Anexa III)

• se determină coeficienții:

C_R = 0,948 din diagrama 3.5.2 pentru N_{te0}^{20} = 3170 zile și alimentarea cu energie termică de la o centrală termică;

C_b = 1,03, clădirea fiind prevăzută cu balcoane deschise.

C_T = 1,08, instalația de încălzire nefiind dotată cu dispozitive de reglare.

• se calculează necesarul de căldură anual al clădirii în varianta neluării în reconsiderare a radiației solare cu relația 3.5.1, în care ρ_s = 0.

Q_{NS} = 6,85·10^4·0,96·0,948·1,03·1,08 · · {2892· [325/(18,5-11,5)] - 6,6·10^{-3}· · 3700 · 185} = 8,73·10^9 kJ

• se calculează cantitatea de căldură datorită radiației solare aplicând relația 3.5.2

ΣQ_A= [0,38·(102,4·0,22+65·0,51+76,3·1+ +85·0,51)+0,025(485·0,22+420·0,51+ +500·1+350·0,51+600·0,87)]·1,48·10^6 = 154·10^6 kJ

• se determină valoarea parametrului x cu relația 3.5.2

x = 154·10^6/8,73·10^9 = 0,018

• se determină valoarea coeficientului ρ_s = 0,016 utilizând diagrama din figura 3.5.3

• se calculează necesarul de căldură anual utilizând relația:

$Q = (1-\rho_s)\cdot Q_{NS}$ = (1-0,016)·8,73·10^9 = = 8,59·10^9 kJ.

3.5.2. Necesarul de căldură anual al clădirilor de locuit nou proiectate

Metoda de calcul se bazează pe transferul de căldură și masă specifice spațiilor încălzite în regim staționar și ține seama de aportul datorat activității oamenilor și radiației solare asupra temperaturii interioare rezultate impuse de normele de confort termic.

Metoda este utilizată în optimizarea soluției constructive și a instalației de încălzire cu care este dotată clădirea de locuit.

Relația de calcul al necesarului de căldură pentru încălzirea spațiului locuit într-o perioadă dată D_k dintr-o lună din sezonul de încălzire este;

$$Q_k = 9{,}74 D_k \left[\left(S_T - \sum_{i=1}^{n} S_{Pi} \right) \cdot \alpha_i \cdot (1 - A_1) + \right.$$
$$\left. + 0{,}33 n_{ao} \cdot V \cdot A_2 \right] \cdot C \cdot \left(t_{iR} - t_{evik} \right) \text{[kJ]} \quad (3.5.4)$$

unde:

- D_k este perioada dată dintr-o luna, $5 \le D_k \le 31$ zile;
- S_T - suprafața totală de transfer termic, formată din suprafața pereților interiori și sprafața elementelor de construcții exterioare;
- $\sum_1 S_{Pi}$ - suprafața pereților interiori orientată către spațiul încălzit [m^2];
- α_i - coeficientul de transmisie dat de relația:

$\alpha_i = 3{,}0 + 3{,}2\ S_T/\sum S_{Pi}$ [W/m^2·K] (3.5.5)

- n_{ao} - numărul de schimburi de aer necesar asigurării confortului fiziologic [h^{-1}], §3.1.3;
- V - volumul clădirii, inclusiv spațiile neîncălzite [m^3];
- C - coeficientul a cărui valoare este dată de relația:

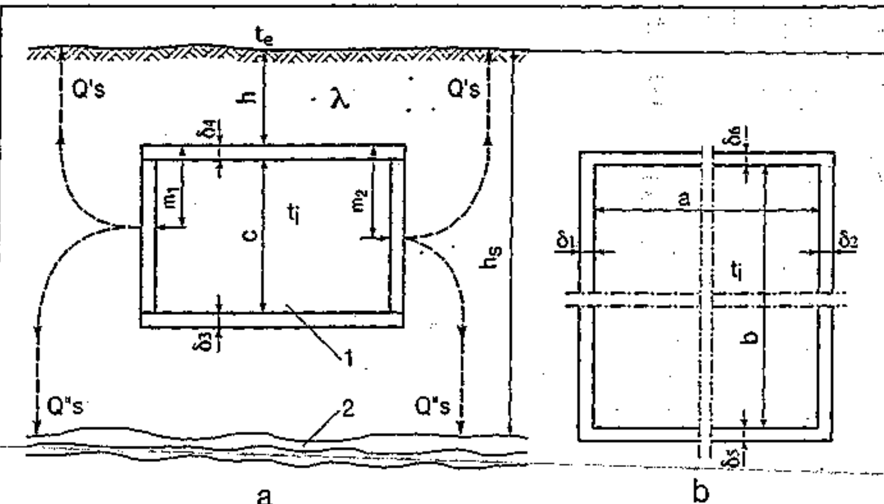


Fig. 3.3.1. Schema pentru calculul necesarului de căldură la încăperi amplasate total subteran:
a. secțiune; b. plan;
1 - interior; 2 - stratul de apă freatică.

Tabelul 3.1.11. Relații de calcul pentru fluxul termic Q 's și Q"s.

$$Q'_s = (t_i - t_e)\left\{ \frac{a \cdot b}{R_4} + \frac{2\lambda_p}{\pi} \cdot \ln \left[\left(\frac{R_1 + \frac{\pi m_1}{2\lambda_p}}{R_1 + \frac{\pi \delta_4}{2\lambda_p}} \cdot \frac{R_2 + \frac{\pi m_2}{2\lambda_p}}{R_2 + \frac{\pi \delta_4}{2\lambda_p}} \right) \cdot \left(\frac{R_5 + \frac{\pi m_5}{2\lambda_p}}{R_5 + \frac{\pi \delta_4}{2\lambda_p}} \cdot \frac{R_6 + \frac{\pi m_6}{2\lambda_p}}{R_6 + \frac{\pi \delta_4}{2\lambda_p}} \right) \right] \right\} \quad [W]$$

$$Q''_s = (t_i - t_s)\left\{ \frac{a \cdot b}{R_{a3}} + \frac{2\lambda_p}{\pi} \cdot \ln \left[\left(\frac{R_{a1} + \frac{\pi}{2\lambda_p}(b + \delta_3 + \delta_4 - m_1)}{R_{a1} + \frac{\pi \delta_3}{2\lambda_p}} \cdot \frac{R_{a2} + \frac{\pi}{2\lambda_p}(b + \delta_3 + \delta_4 - m_2)}{R_{a2} + \frac{\pi \delta_3}{2\lambda_p}} \right) \cdot \left(\frac{R_{a5} + \frac{\pi}{2\lambda_p}(b + \delta_3 + \delta_4 - m_5)}{R_{a5} + \frac{\pi \delta_3}{2\lambda_p}} \cdot \frac{R_{a6} + \frac{\pi}{2\lambda_p}(b + \delta_3 + \delta_4 - m_6)}{R_{a6} + \frac{\pi \delta_3}{2\lambda_p}} \right) \right] \right\} \quad [W]$$

Tabelul 3.1.12. Coeficientul F_j de reducere a suprafeţei S_j									
I_{Gsud} = 1,48·10[6] [kg/m²·an]									
j	N	NE	E	SE	S	SV	V	NV	Orizontal
F_j	0,22	0,27	0,51	0,81	1	0,81	0,51	0,27	0,87

Tabelul 3.1.13. Factorul de temperatură f_{ta}						
Sistemul de încălzire	Aer cald	Sobe de teracotă	Corpuri de încălzire	Radiaţie de plafon	Radiaţie de pardoseală
Factorul f_{ta}	1,12	1,098	1,062	1,025	1,0

$C = R \cdot C_R \cdot C_b \cdot C_T$ (3.5.6)

în care factorii R, C_R, C_b şi C_T au fost prezentaţi la §3.5.1.

- A_1 - coeficient a cărui valoare se calculează cu relaţia:

$$A_1=\sum_{j=1}^{n}\left\{\frac{S_{Pej}}{S_T-\sum_i S_{Pi}}\cdot\left[1-\frac{0,4}{\alpha_i\cdot\left(R_{Pej}+0,06\right)}\right]+\right.$$

$$\left.+\frac{S_{Fj}}{S_T-\sum_i S_{Pi}}\cdot\left[1-\frac{0,4}{\alpha_i R_{Fj}}\right]\right\} \quad (3.5.7)$$

unde:

- S_{Pej} este suprafaţa peretelui exterior cu orientarea j [m²];
- R_{Pej} - rezistenţa termică a peretelui exterior cu suprafaţa S_{Pej} [m²·K/W];
- R_{Fj} - rezistenţa termică a ferestrei cu suprafaţa S_{Fj} [m²·K/W];
- S_{Fj} - suprafaţa ferestrei cu orientarea j [m²];
- A_2 - coeficient a cărui valoare se calculează cu relaţia:

$$A_2=f_{ta}\{0,64+0,96\cdot(S_T/\sum S_{Pi})\cdot$$

$$\cdot\left[1-\left(1-0,375\cdot A_1\cdot\sum S_{Pi}/S_T\right)\right]\} \quad (3.5.8)$$

unde:

- f_{ta} este factorul de temperatură funcţie de sistemul de încălzire, a cărui valoare este dată în tabelul 3.1.13.
- A_3 - coeficient a cărui valoare se calculează cu relaţia:

$$A_3=\left[1-0,375\cdot\sum S_{Pi}/S_T\right]\cdot A_1 \quad (3.5.9)$$

- A_4 - coeficient a cărui valoare se calculează cu relaţia:

$$A_4=\int_{t_e}\left[0,6+0,96\cdot\left(1-\sum S_{Pi}/S_T\right)\cdot A_1\right] \quad (3.5.10)$$

- t_{iR} - temperatura interioară redusă calculată cu relaţia:

$$t_{iR}=t_i\frac{aS_{loc}}{\left(S_T-\sum_i S_{Pi}\right)\alpha_i\left(1-A_1\right)+0,33n_{a0}VA_2} \quad [°C] \quad (3.5.11)$$

unde:

- a este raportul intern specific care pentru un apartament mediu cu S_{ap} = 72 m², are o valoare a = 8 W/m²;
- t_{evik} - temperatura exterioară virtuală medie lunară a clădirii, calculată cu relaţia:

$$t_{evik}=\frac{\left[\left(S_T-\sum S_{Pi}\right)\alpha_i+0,33n_{a0}VA_4\right]t_{Ek}+0,33n_{a0}Vt_{Ek}}{\left\{\left(S_T-\sum S_{Pi}\right)\alpha_i\left(1-A_1\right)+0,33n_{a0}VA_2\right\}} \quad [°C] \quad (3.5.12)$$

unde t_{Ek} este temperatura exterioară echivalentă medie lunară a clădirii, a cărei valoare se determină cu relaţia:

$$t_{Ek}=\sum_j\left[\frac{S_{Pej}}{S_T-\sum S_{Pi}}\cdot\frac{0,4}{\alpha_i(R_{Pej}+0,06)}\cdot t_{E_{pejk}}+\right.$$

$$\left.+\frac{S_{Fj}}{S_T-\sum S_{Pi}}\cdot\frac{0,4}{\alpha_i R_{Fj}}\cdot t_{E_{Fjk}}\right] \quad [°C] \quad (3.5.13)$$

în care t_{Epejk} şi t_{EFjk} sunt temperaturile exterioare echivalente medii lunare a fiecărui element de construcţii exterior (opac sau vitrat) cu orientare j, ale căror valori se pot determina cu relaţia:

$t_{Epejk} = 0,022\ I_{jk} + t_{ek}$ [°C] (3.5.14)

$t_{EFjk} = C_{Fj} \cdot I_{jk} + t_{ek}$ [°C] (3.5.15)

unde:

- I_{jk} este intensitatea radiaţiei solare totale (directă şi difuză) ale cărei valori se pot lua din volumul „Instalaţii de ventilare şi climatizare";
- t_{ek} este temperatura exterioară lunară medie, a cărei valoare este dată în Anexa II.

Ţinând seama de relaţia de calcul 3.5.4 pe baza căreia se determină necesarul de căldură pe o perioadă dată D_k dintr-o lună, se poate calcula şi necesarul de căldură anual pentru încălzirea spaţiului locuit cu relaţia:

$Q = \sum Q_k$ [kJ] (3.5.16).

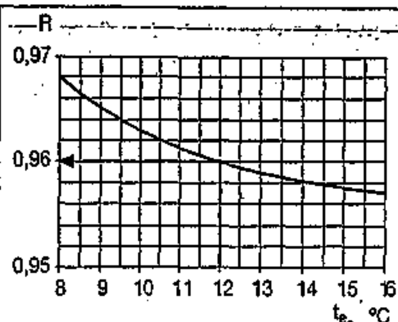


Fig. 3.5.1. Variaţia coeficientului R în funcţie de temperatura t_{e_o}.

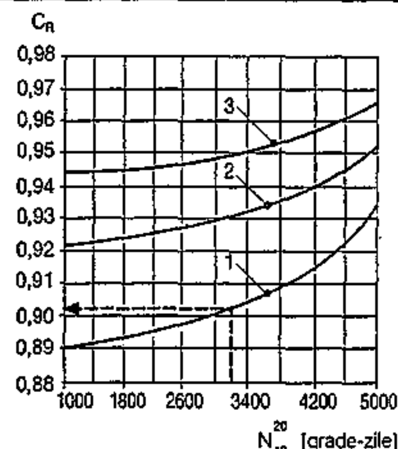


Fig. 3.5.2. Variaţia coeficientului C_R în funcţie de numărul anual N_{12}^{20} de grade-zile:

1 - punct termic automatizat;
2 - punct termic cu reglare manuală;
3 - centrală termică.

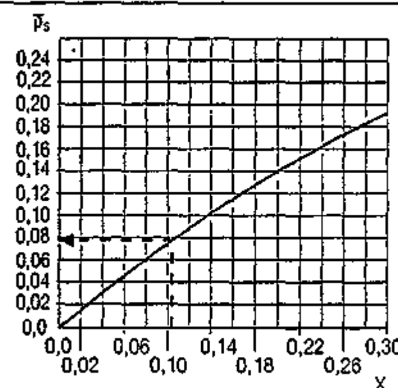


Fig. 3.5.3 Valorile coeficientului ρ_s.

Anexa 3.1.

Tabelul 3.1.3. Temperaturile convenționale t_e ale aerului din încăperile neîncălzite, ale clădirilor de locuit, administrative și social-culturale

Nr. crt.	Felul încăperii	Temp ext. [°C]	Viteza vântului de calcul [m/s]	Rezistența termică a elementelor de construcții exterioare [m²·K/W]		
				≤ 0,40	0,41..0,65	0,66...1,0
1.	Rosturi de dilatare închise	-21			16	
		- 18			17	
		- 15			17	
		-12			18	
2.	Rosturi de dilatare deschise (protejate de tablă)	-21	8		0	
			5		4	
			4,5		5	
			4		6	
		-18	8		1	
			5		5	
			4,5		6	
			4		7	
		-15	8		2	
			5		6	
			4,5		7	
			4		8	
		-12	8		4	
			5		7	
			4,5		8	
			4		9	
3.	Încăperi neîncălzite înconjurate în cea mai mare parte de încăperi încălzite	-21	8	8	9	11
			5	9	11	12
			4,5	9	11	12
			4	9	11	12
		-18	8	9	10	12
			5	10	12	13
			4,5	10	12	13
			4	10	12	13
		-15	8	10	11	12
			5	11	12	14
			4,5	11	12	14
			4	11	12	14
		-12	8	11	12	13
			5	12	13	14
			4,5	12	13	14
			4	12	13	14
4.	Încăperi neîncălzite având majoritatea pereților exteriori	-21	8	-7	-6	4
			5	-5	-4	7
			4,5	-5	-3	7
			4	-4	-2	8
		-18	8	-5	-4	5
			5	-3	-3	8
			4,5	-3	-2	8
			4	-3	-1	9
		-15	8	-3	-2	6
			5	-2	-1	9
			4,5	-2	0	9
			4	-1	0	10
		-12	8	-1	0	7
			5	0	1	10
			4,5	0	2	10
			4	1	2	11
5.	Poduri situate direct sub acoperiș	-21		-19	-14	-11
		-18		-16	-12	-9
		-15		-13	-10	-7
		-12		-10	-8	-5
6.	Pivnițe și subsoluri tehnice complet sub nivelul solului	-21			10	
		-18			11	
		-15			12	
		-12			13	
7.	Pivnițe și subsoluri tehnice parțial deasupra solului	-21			7	
		18			8	
		-15			9	
		-12			10	

Anexa 3.2

Tabelul 3.1.4 Temperaturile interioare t_i convenționale de calcul

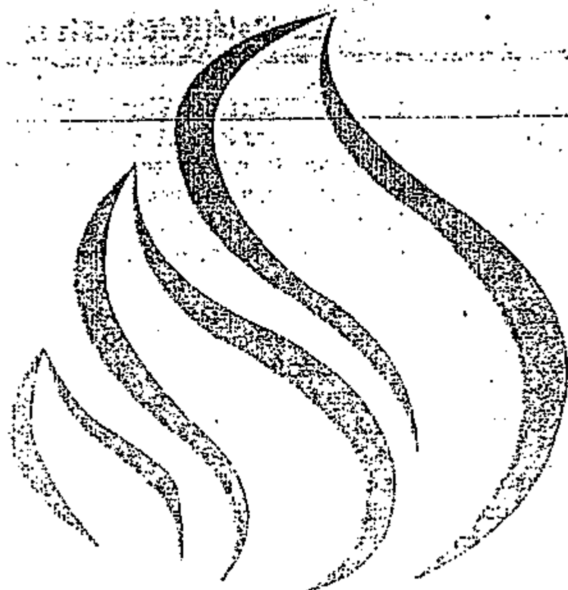
Categoria clădirii și destinația încăperilor	Temperatura t_i [°C]
1. Locuințe	
Camere de locuit și holuri	20
Vestibuluri	18
Camere pentru baie și dușuri	22
Bucătării	18
Closete în cadrul apartamentului	18
Closete în afara apartamentului	15
Scări și coridoare exterioare apartamentului	10
Intrări (tambure)	10
Spălătorii și călcătorii	15
Uscătorii la blocuri de locuințe	25
Garaje sub locuințe	10
2. Clădiri administrative și anexe sociale din întreprinderi industriale	
Birouri	20
Săli de conferințe și festivități	18
Săli de așteptare	16
Biblioteci, camere de lectură	20
Biblioteci, depozite de cărți	15
Holuri, vestibuluri, garderobe	15
Camera portarului	20
Scări, coridoare	15
Grup sanitar (closete, pisoare)	15
Vestiare	22
Camere de dezbrăcare și dușuri	22
Spălătoare fără dezbrăcare	20
Arhive cu personal	18
Arhive, depozite de cărți	10
Centrale telefonice, stații de radioficare etc.	20
Bufete	20
Cabinete medicale	22
Intrări (tambure)	12
Cabinete de toaletă pentru femei	20
Încăperi pentru alăptare	22
3. Clădiri culturale	
Săli de adunare	18
Săli de expoziție	18
Săli de conferințe	18
Birouri	20
Biblioteci, camere de lectură, de audiție	20
Depozite de cărți	10
Depozite pentru personal	18
Săli de șah și alte jocuri similare	20
Săli de biliard și tenis de masă	18
Fumoare	18
Holuri,vestibuluri, garderobe	18
Intrări (tambure)	12
Camere de dezbrăcare și dușuri	22
Grup sanitar(closete, pisoare)	15
Bufete	18
Scări,coridoare	18
4. Școli și facultăți	
Clase	18
Cancelarii, birouri	20
Laboratoare	18
Amfiteatre, săli de conferințe	18
Biblioteci, săli de lectură	20
Săli de desen	20
Săli de disecție	16
Ateliere	18
Holuri, săli de recreație, fumoare	18
Coridoare, scări	18
Vestibuluri, garderobe	15
Intrări (tambure)	12
Grup sanitar (closet, pisoare)	15
Dușuri, camere de dezbrăcare	22
Săli de educație fizică	18
Cabinete medicale	22
Bufete	18
Bucătării	15
Cabina portarului	20
5. Creșe și grădinițe de copii	
Camere de primire	20
Camere de joc în creșe	22
Dormitoare	20
Camere de joc în grădinițe	20
Săli de mese	20
Camere de lucru și de citire	20
Camere de personal și secretariat	20
Băi și dușuri pentru copii	24
Toalete, closete pentru copii și camere de oale de noapte	20
Closete pentru personal	18
Vestibuluri, coridoare, holuri, scări	18
Intrări (tambure)	12
Cabinete medicale	24
Camere de izolare	22
Camere pentru rufe curate	16
Depozite pentru saci de dormit	16
Camere pentru rufe murdare	8
Bucătării	15
Anexe bucătării preparare, spălare vase	18
Spălătorii, călcătorii	15
6. Hoteluri și cămine	
Camere	20
Holuri	18
Băi și dușuri	22
Vestibuluri, garderobe	18
Coridoare și scări	18
Closete	15
Birouri	20
Săli de lectură, săli de șah	20
Săli de biliard și tenis de masă	18
Restaurante, cofetării, frizerii	18
Bucătării, oficii	15
Intrări (tambure)	12
Magazii (depozite)	18
Ateliere	18
Spălătorii, călcătorii	15
7. Spitale, clini, maternități	
Rezerve sau saloane pentru bolnavi (adulți și copii)	22
Rezerve sau saloane pentru chirurgie	22...24
Camere sau saloane pentru sugari	24
Camere sau saloane pentru lehuze	24
Coridoare interioare	20
Fișiere, holuri, scări, garderobe, vestibuluri	18
Intrări (tambure)	12
Grup sanitar (closete, pisoare)	20
Cabinete medicale în policlinici și dispensare	22
Săli de așteptare	20
Săli de disecție	20
Săli de pregătire operație și naștere	22...25

Tabelul 3.1.4 Temperaturile interioare t_i convenționale de calcul (continuare)

Categoria clădirii și destinația încăperilor	Temperatura t_i [°C]	Categoria clădirii și destinația încăperilor	Temperatura t_i [°C]
Săli de operație și naștere	25	Depozit de alimente	5
Săli pentru masaje	20...22	Depozit de mărfuri nealimentare	10
Camere de personal, camera de gardă	20	Garderobe	15
Electroterapie, Roentgen	22	Bucătării	15
Radioterapie	24	Încăperi pentru prepararea cărnii și zarzavatului	15
Băi, dușuri și camere de dezbrăcare	24	Încăperi pentru spălat vase	15
Spălătoare	15	**11. Spălătorii mecanice de rufe**	
Săli de autopsie	16	Săli de mașini de spălat	15
Morgă	5	Săli de mașini de uscat și de călcat cu aburi	15
Camere pentru rufe curate	16	Săli pentru dezinfectare	15
Camere pentru rufe murdare	8	Încăperi pentru reparat rufe	18
8. Teatre și cinematografe		Încăperi pentru depozitat rufe murdare	8
Săli de cinematograf	18	Încăperi pentru primit rufe murdare	15
Săli de teatru, scena și fosa orchestrei	20	Încăperi pentru rufe curate	16
Fumoare, bufete	18	Încăperi pentru uscătorii	24
Vestibuluri, garderobe, scări	15	**12. Diverse încăperi**	
Hol de intrare și ghișee încălzite	15	Muzee	în funcție de specificul exponatelor
Săli de așteptare la cinematografe	12		
Intrări (tambure)	12	Gări-holuri	15
Casă, birouri	20	-săli de așteptare	15
Grup sanitar (closete, pisoare)	15	-case de bilete, birouri	20
Cabina actorilor	20	-restaurante	18
Spălătoare, dușuri pentru actori	22	-camera mamei și a copilului	20
Depozit de costume	12	-magazine diverse	18
Depozit de decoruri	10	Garaje pentru parcări auto	5
Cabina de proiecție	18	Garaje pentru parcări și reparații auto	10
Camera de acumulatori	10	Săli și hale pentru competiții sportive	18
9. Băi publice		Săli și hale pentru bazine de înot	22...28 (cu 2 °C peste temperatura apei din bazin)
Băi și dușuri	22		
Băi de abur	40		
Băi de aer cald	50		
Băi de aer fierbinte	60		
Săli de odihnă după baie, săli și scări de trecere	22		
Camere de dezbrăcare, îmbrăcare și vestiar	22		
Hale pentru bazine de înot	22...28 (cu 2 °C peste temperatura apei din bazin)		
Vestibuluri, săli de așteptare	18		
Closete	18		
Intrări (tambure)	12		
Cabinete medicale, săli de masaje	22		
Camere de personal	20		
Frizerii	20		
Restaurante, bufete, garderobe	20		
Ateliere	15		
Depozit de rufe curate	16		
Depozit de rufe murdare	8		
10. Magazine, restaurante, cantine			
Magazine diverse nealimentare, cosmetică	18		
Magazine pentru alimente	15		
Săli de mese	18		
Birouri	20		

Observații:

1. Temperatura de calcul este valabilă în cazul încălzirii încăperii, dar încălzirea ei este facultativă.
2. Temperaturile indicate sunt valabile în ipoteza nefuncționării utilajului tehnologic. Pentru calculul necesarului de căldură al încăperilor învecinate, utilajul se consideră în funcțiune și temperatura interioară considerată este de 20...22 °C.
3. Temperatura indicată este valabilă și pentru băile din anexele sociale ale întreprinderilor industriale.
4. Pentru magazine și depozite speciale (blănuri, mobile etc...) temperaturile se stabilesc după necesități. În cazul încăperilor pentru care tabelul indică două valori ale temperaturii, temperatura interioară de calcul se alege în funcție de tipul încălzirii, existența sau absența curenților de aer, felul îmbrăcămintei ocupanților, condițiile de folosire a încăperilor.
5. Temperatura interioară convențională pentru casa scării (încălzită sau nu) care se ia în calculul necesarului de căldură al altor încăperi este de 10 °C.





I. Instalații de încălzire

Capitolul 4

Sisteme de încălzire



4.1. Încălzirea locală

4.1.1. Prescripţii privind utilizarea încălzirii locale

Încălzirea locală este cea mai simplă instalaţie întrucât cuprinde în ansamblul ei atât sursa termică cât şi suprafaţa de încălzire. Se recomandă a fi utilizată la:
- clădiri mici cu maximum 3; 4 niveluri;
- complexe de clădiri mici dispersate pe suprafeţe mari (mediu rural);
- clădiri de locuit individuale;
- clădiri cu caracter sezonier (organizare de şantier, depozite de materiale etc.);
- monumente istorice, locaşuri de cult etc.;

Încălzirea locală prezintă o serie de avantaje: cost de investiţii redus, posibilitatea încălzirii numai a spaţiilor utilizate, folosirea tuturor categoriilor de combustibili gazoşi, lichizi şi solizi, instalarea rapidă cu mijloace locale, exploatare uşoară deci puţin costisitoare etc.

Ca dezavantaje se pot menţiona:
- suprafeţele încălzitoare au dimensiuni mari şi ocupă mult spaţiu în încăperea în care sunt amplasate;
- randamentele termice sunt mult mai reduse în raport cu alte sisteme de încălzire;
- necesitatea prevederii de coşuri pentru fiecare sobă sau grup de sobe;
- inconveniente de ordin igienic şi pericol de incendiu în manipularea combustibilului.

Clasificarea sistemelor de încălzire locală se poate face după:
- modul de acumulare şi cedare a căldurii: sobe cu sau fără acumulare;
- combustibilul folosit: sobe cu arderea combustibilului solid (cărbuni, lemne, deşeuri etc.), lichid (păcură, motorină etc.), gazos (gaze naturale, biogaz, butan etc.);
- natura materialului din care sunt executate: sobe din zidărie de cărămidă şi teracotă, sobe metalice etc.

O categorie aparte o reprezintă „încălzirea electrică" (cap. 4.7).

4.1.2. Sobe cu acumulare de căldură

Sobele se execută din zidărie de cărămidă sau plăci din faianţă. Au diferite forme geometrice exterioare de la simplu paralelipiped, la construcţii complicate cu nişe, etajere, banchete sau alte forme de figuri estetice.

Caracteristica principală a acestor sobe constă în aceea că, urmare a arderii combustibilului în focar odată sau de două ori pe zi, timp de câteva ore, căldura rezultată, vehiculată cu gazele de ardere este acumulată în pereţii sobei şi cedată lent încăperii.

Din categoria acestor sobe, cele confecţionate cu plăci din faianţă sunt cele mai folosite. Sobele cu acumulare se execută: fixe sau mobile.

4.1.2.1 Sobe fixe

Sunt executate din plăci ceramice glazurate cu dimensiuni standardizate şi forme diferite (fig. 4.1.1). Din punct de vedere al construcţiei pereţilor sobele sunt:
- uşoare, cu pereţi subţiri (60...90 mm grosime) unde capacitatea de acumulare a căldurii este de 3...5 h, iar alimentarea cu combustibil se face de 3...4 ori/zi;
- semigrele, cu pereţi groşi, unde capacitatea de acumulare a căldurii este de 5...8 h, iar alimentarea cu combustibil se face de 2...3 ori/zi;
- grele, cu pereţi foarte groşi, unde capacitatea de acumulare a căldurii este de 8...10 h, iar alimentarea cu combustibil se face de 1...2 ori/zi.

Sobele folosesc combustibili solizi, lichizi şi gazoşi. Randamentul mediu variază între 65 şi 75 % dar în cazul în care sunt bine construite, cu pereţi etanşi şi cu tiraj corespunzător, pot realiza şi randament între 80 şi 85 %.

Din punct de vedere tehnic şi economic se recomandă ca sobele fixe cu plăci din faianţă, în funcţie de grosimea pereţilor să se folosească astfel:
- pentru zonele cu t_e = -15...-21 °C, sobe cu pereţi groşi şi foarte groşi;
- pentru zonele cu t_e = -12 °C, sobe cu pereţi subţiri.

4.1.2.2 Sobe mobile

Se compun dintr-un focar central, canale de evacuare a gazelor de ardere şi pereţi încălzitori realizaţi din zidărie de cărămidă refractară placaţi cu dale din faianţă (fig. 4.1.2). Puterea termică unitară q variază în funcţie de grosimea pereţilor:
- pentru pereţi cu grosimea sub 65 mm, $q \leq 2000$ W/m²;
- pentru pereţi cu grosimea peste 65 mm, $q \cong 2500$ W/m²

4.1.2.3 Montarea sobelor şi racordarea la coş

Soba fiind un corp de încălzire, se recomandă a fi amplasată în zona elementelor de construcţii exterioare, aceasta pentru uniformizarea repartiţiei căldurii pe verticală şi eliminarea curenţilor de aer rece în apropierea pardoselii. Acest mod de amplasare a sobelor creează greutăţi în ceea ce priveşte evacuarea gazelor de ardere la coş, acesta din urmă fiind, de regulă, amplasat către mijlocul clădirii.

Pentru a reduce diferenţa mare între temperatura aerului de la plafon şi cea a aerului de la nivelul pardoselii, se recomandă ca sobele să aibă înălţimea redusă, iar distanţa lor faţă de pereţii exteriori să fie cât mai mică.

Evacuarea gazelor de ardere în exterior se face cu ajutorul coşurilor de fum, pentru care se au în vedere o serie de condiţii de care să se ţină seama

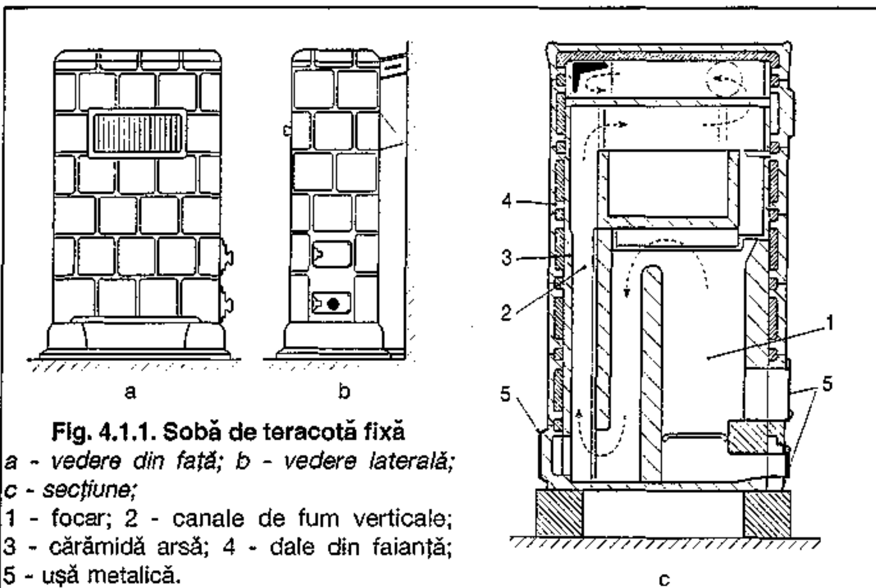


Fig. 4.1.1. Sobă de teracotă fixă
a - vedere din faţă; b - vedere laterală; c - secţiune;
1 - focar; 2 - canale de fum verticale; 3 - cărămidă arsă; 4 - dale din faianţă; 5 - uşă metalică.

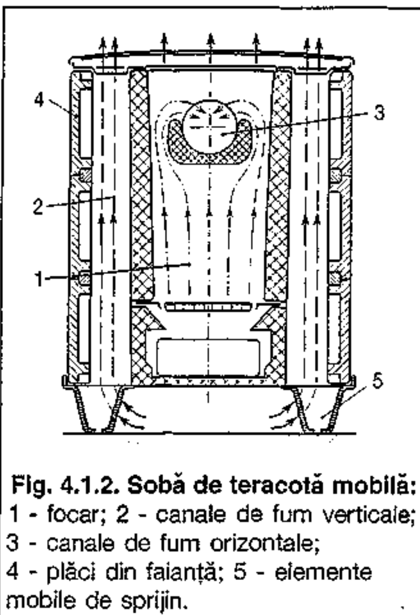


Fig. 4.1.2. Sobă de teracotă mobilă:
1 - focar; 2 - canale de fum verticale; 3 - canale de fum orizontale; 4 - plăci din faianţă; 5 - elemente mobile de sprijin.

la construcția și montarea lor:
- realizarea de temperaturi ridicate a gazelor de ardere (până la circa 200 °C), impune o stabilitate la arderea materialului din care este executat coșul;
- fața interioară a coșurilor să fie pe cât posibil netedă;
- evitarea tronsoanelor orizontale;
- coșul de fum în exterior (pe terasa sau acoperișul clădirii) trebuie să depășească cu minimum 50 cm cel mai apropiat obstacol.

În ceea ce privește racordarea sobelor la coșul de fum se recomandă următoarele:
- racordarea se face numai la coșuri din zidărie, cu etanșare bună;
- evitarea de racorduri lungi, orizontale; în cazul legăturilor cu burlane din tablă, lungimea maximă este de 1,5 m pe orizontală între sobă și coș, asigurând totodată și o pantă minimă de 10...15 °;
- fiecare sobă să aibă coșul ei; în cazul montării a două sobe alăturate la un coș, racordurile se distanțează între ele pe verticală cu 500 mm.

4.1.3. Sobe fără acumulare de căldură

În această categorie se înscriu sobele metalice, folosite, de regulă, la încăperile cu un regim intermitent de încălzire (locuințe individuale, multifuncționale, organizări de șantiere etc.). Ca avantaje a acestor tipuri de sobe se pot menționa: încălzirea rapidă a încăperii; acoperirea vârfurilor de sarcină în perioada cu temperaturi exterioare scăzute; folosirea oricărui tip de combustibil etc.

Ca dezavantaje se pot semnala: lipsa acumulării de căldură, alimentare practic continuă cu combustibil, temperatură ridicată a suprafețelor exterioare ale sobelor (inconfort și pericol de incendiu).

Sobele metalice sunt prefabricate și ele se execută într-o gamă variată, diferențiate doar de natura combustibilului folosit. Ele sunt dotate cu dispozitive cu acțiune manuală sau automată pentru ardere și reglare, realizând randamente termice de peste 70 %.

4.1.3.1 Sobe metalice pentru combustibil solid

Sunt executate cu tablă din oțel căptușită cu cărămidă de șamotă sau din fontă cenușie (fig. 4.1.3). În funcție de evacuarea gazelor de ardere în exterior se construiesc sobe cu tiraj direct (fig. 4.1.3a) și cu tiraj indirect (fig. 4.1.3b). Caracteristicile tehnice mai importante ale sobelor metalice sunt prezentate în figura 4.1.4: randamentul variază între 70 și 80 %; puterea termică este cuprinsă

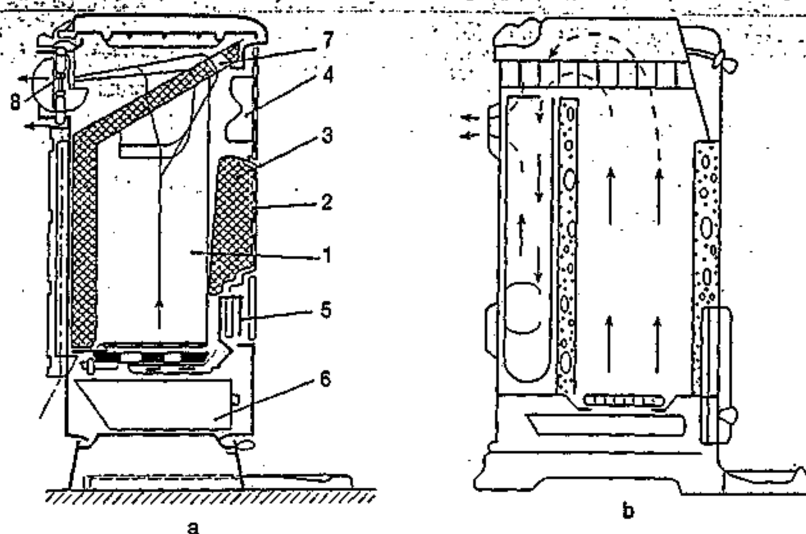


Fig. 4.1.3. Sobe metalice pentru combustibil solid:
a - cu tiraj direct; b - cu tiraj indirect;
1 - focar; 2 - perete metalic; 3 - căptușeală din cărămidă refractară; 4 - ușă acce combustibil; 5 - orificiu pentru aer necesar arderii; 6 - cenușar; 7 - canale pentru evacuarea gazelor de ardere; 8 - racord la coș.

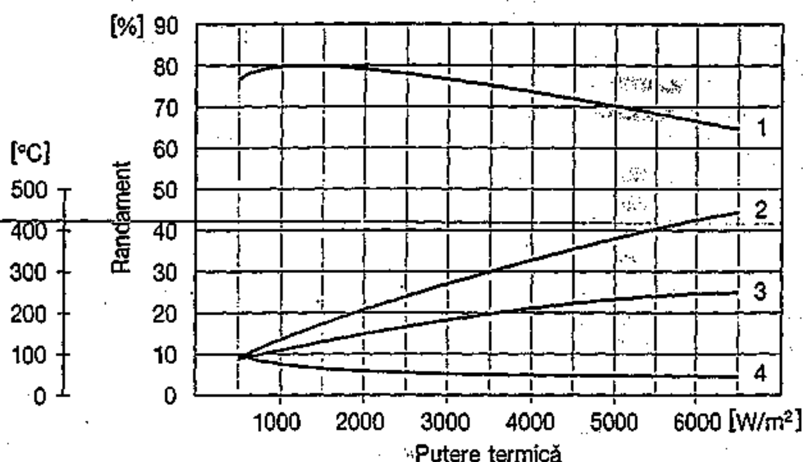


Fig. 4.1.4. Caracteristicile termice ale sobei metalice cu combustibil solid:
1 - randament; 2 - temperatura gazelor de ardere; 3 - căldura sensibilă pierdută cu gazele de ardere; 4 - pierderi prin gazele de ardere.

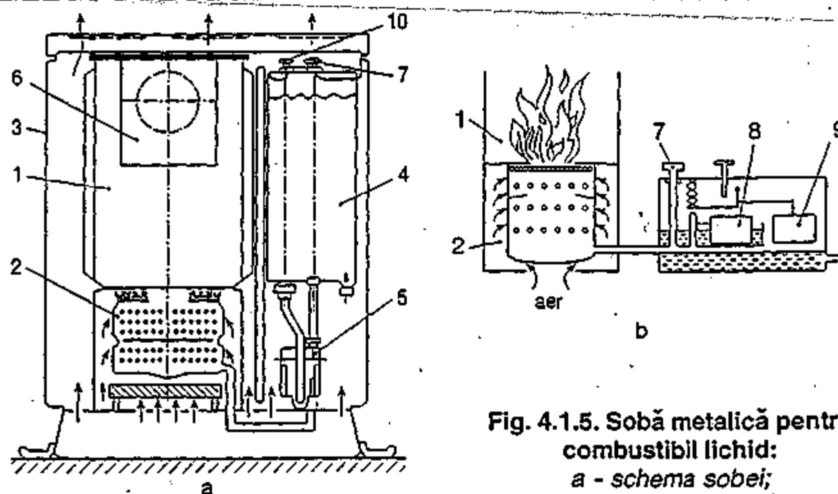


Fig. 4.1.5. Sobă metalică pentru combustibil lichid:
a - schema sobei;
b - cuplajul arzător-regulator;
1 - focar; 2 - arzător; 3 - carcasă metalică; 4 - rezervor de combustibil; 5 - regulator; 6 - racord la coș; 7 - robinet; 8 - plutitor pentru nivel constant; 9 - plutitor cu siguranță; 10 - robinet de închidere.

între 1000 şi 6000 W/m²; temperatura suprafeţelor laterale variază între 100 şi 300 °C.

4.1.3.2 Sobe metalice pentru combustibil lichid

Sunt executate în exclusivitate din metal şi reprezintă avantajul că pot funcţiona continuu fără realimentare cu combustibil sau reaprinderea focului o perioada destul de lungă de timp (12...48 h) în funcţie de necesarul de căldură.

O sobă metalică (fig. 4.1.5) se compune dintr-o carcasă metalică emailată prevăzută cu orificii pentru circulaţia aerului, care are în interior un focar de formă cilindrică executată tot din tablă şi prevăzut la partea inferioară cu un arzător cu vaporizare. Tot în interiorul carcasei se găseşte şi rezervorul de combustibil. Alimentarea arzătorului cu combustibil se realizează cu un regulator cu nivel constant, care are şi rolul de element de siguranţă. Reglarea se poate face în trepte, la puteri cuprinse între 1/5 şi 1/1 din puterea nominală. Puterea termică poate atinge valori de 6500 W la un consum de 0,8 l/h.

Se execută în foarte multe modele, totul depinzând de fabricant. În figura 4.1.6 este prezentată o sobă metalică executată de firma GAMA din Franţa. Tipul SM16-70 are o putere termică cuprinsă între 1800 şi 8000 W şi o capacitate a rezervorului de combustibil de circa 13 l; tipul SM 30-100 este mai mare, are o putere termică cuprinsă între 3500 şi 12000 W şi o capacitate a rezervorului de combustibil de 18 l.

4.1.3.3 Sobe pentru combustibil gazos

Au o construcţie specială, sunt estetice şi se execută într-o gamă foarte variată, având forme cât mai diferite. Ele se întâlnesc în practică, sub denumirea de aparate de încălzire cu gaze.

Un aparat de încălzire cu gaze (fig. 4.1.7) se compune dintr-un focar amplasat la partea inferioară, împreună cu arzătorul în formă de tub prevăzut cu duze. Pe traseul gazelor de ardere spre coşul de fum este prevăzută o şicană cu rol de antirefulare. Evacuarea gazelor de ardere se poate face direct la coş sau prin intermediul unor canale metalice circulare, direct în exterior.

Firma franceză AUER execută aparate de încălzire cu gaze de puteri termice cuprinse între 4000 şi 12000 W, care pot utiliza gazele naturale, propanul, butanul etc., cu posibilităţi de evacuare a gazelor de ardere la coş sau direct în exterior (fig. 4.1.8).

Se remarcă în mod deosebit:

- FLAMAUER F7, un aparat cu flacără vizibilă, prevăzut cu o hotă din material plastic (rezistent la temperaturi înalte). Focarul incandescent pe toată lungimea lui reproduce fidel forma unui cărbune incandescent. Zona vizibilă este realizată cu o sticlă panoramică transparentă, inalterabilă. Puterea termică este de circa 8000 W;
- SERIE RH, un aparat cu arzător atmosferic prevăzut cu un grup de reglare şi de securitate. Se execută cu puteri termice de 4000, 6200, 8000 şi 10000 W, are forma unui radiator executat din elemente independente;
- SERIE 15-02, un aparat executat din tablă emailată, având forma unui radiator cu coloanele unite şi puterea termică de circa 4000 W.

4.1.4. Sobe de construcţie specială (şemineuri)

Şemineurile sunt sobe cu foc deschis cu vatră, racordate la coşuri de fum în legătură directă cu exteriorul (fig. 4.1.9).

Acest mod de încălzire este folosit ca un foc de agrement. Transmisia căldurii se realizează în cea mai mare parte prin radiaţie. Randamentul este destul de scăzut 20...30 %.

În prezent se construiesc şemineuri cu grătarul din fier, cu posibilităţi de reglare a aerului necesar arderii, cu colectarea cenuşii într-un vas special şi chiar cu posibilităţi de recuperare a căldurii din gazele de ardere (fig. 4.1.9b)

Puterea termică unitară variază între 3500 şi 4500 W/m² de suprafaţă deschisă de şemineu. Combustibilul folosit este, în general, lemnul. Viteza curenţilor de aer în secţiunea deschisă este 0,2 m/s, iar conţinutul de CO_2 în gazele de ardere este de 1...2 %.

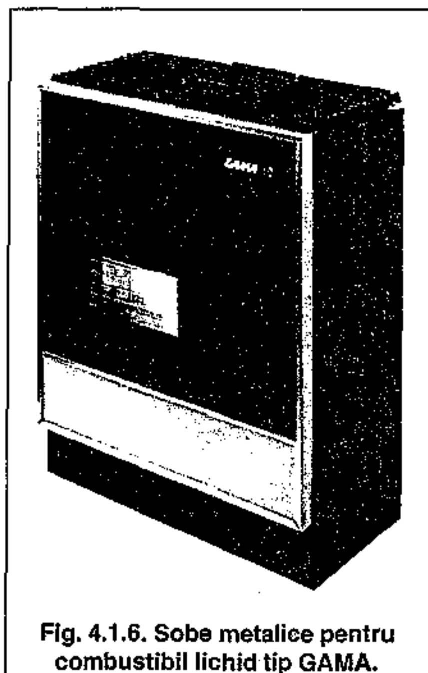


Fig. 4.1.6. Sobe metalice pentru combustibil lichid tip GAMA.

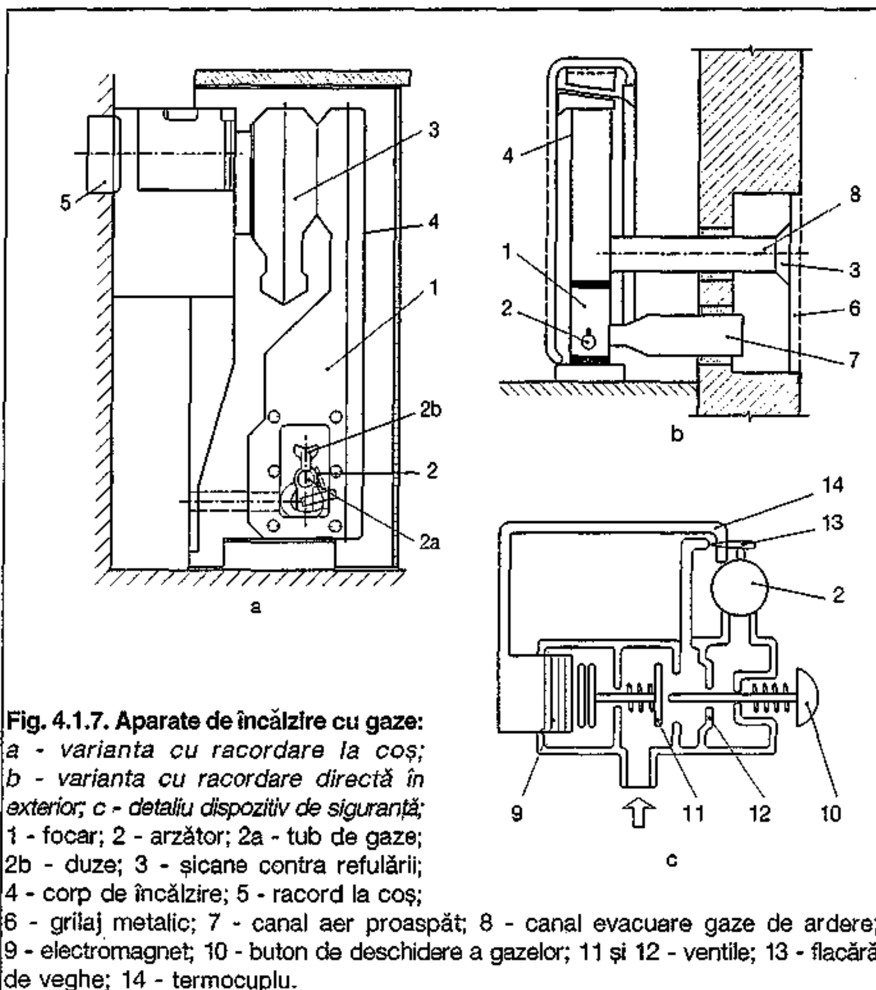


Fig. 4.1.7. Aparate de încălzire cu gaze: *a - varianta cu racordare la coş; b - varianta cu racordare directă în exterior; c - detaliu dispozitiv de siguranţă;* 1 - focar; 2 - arzător; 2a - tub de gaze; 2b - duze; 3 - şicane contra refulării; 4 - corp de încălzire; 5 - racord la coş; 6 - grilaj metalic; 7 - canal aer proaspăt; 8 - canal evacuare gaze de ardere; 9 - electromagnet; 10 - buton de deschidere a gazelor; 11 şi 12 - ventile; 13 - flacără de veghe; 14 - termocuplu.

4.1.5. Elemente de calcul

4.1.5.1 Pierderile de căldură

Calculul necesarului de căldură la clădirile încălzite cu sobe se poate face fie în conformitate cu STAS 1907 sau cu o relație mai simplă dată în STAS 3607,

$$Q=\left(1+c\right)\cdot V\cdot\sum_{i=1}^{n}q_i \quad [W] \qquad (4.1.1)$$

în care:

- q_i este pierderea specifică de căldură prin elementul de construcții [W/m²];
- V este volumul încăperii [m³];
- c este coeficientul de corecție al pierderilor de căldură prin transmisie [%].

Pierderea specifică de căldură q_i se determină cu ajutorul diagramelor din figurile: 4.1.10...4.1.13 pentru patru zone de temperaturi exterioare t_e, stabilite pe teritoriul țării noastre.

Diagramele cuprind în abscisă lungimile L [m] calculat astfel:

- pentru pereții exteriori, ferestre și uși, raportul dintre volumul V al încăperii și suprafața S_{el} a elementului de construcții considerat:

$$L = V / S_{el} \quad [m] \qquad (4.1.2a)$$

- pentru pardoseală și tavan, înălțimea încăperii

$$L = h \quad [m] \qquad (4.1.2b)$$

În ordonată se citește pierderea specifică q_i, în funcție de tipul elementului de construcții. Coeficientul de corecție c depinde de felul expunerii clădirii în raport cu vântul, astfel:

- pentru clădiri expuse acțiunii vântului: $c = 0,40$;
- pentru clădiri adăpostite: $c = 0,25$.

4.1.5.2 Calculul și alegerea sobelor

Alegerea sobelor se face în funcție de importanța clădirii și gradul de confort din încăperi, astfel:

- la clădirile de locuit și la cele similare acestora, care necesită un grad de confort ridicat și în același timp un consum redus de combustibil, se recomandă sobele cu acumulare de căldură (sobele de teracotă).

Suprafața utilă S de încălzire a sobelor cu acumulare de căldură se face în ipoteza folosirii a 2 focuri în 24 h, pentru realizarea unor temperaturi interioare de 18...20 °C la temperaturi exterioare minime, care pot fi depășite timp de maximum 20 % din durata perioadei de încălzire.

$$S=(1+m)\cdot Q / q_s \quad [m^2] \qquad (4.1.3)$$

în care:

- q_s este fluxul termic unitar cedat de sobă [W/m²];
- m - coeficientul de majorare (m = 0,3...0,5), a cărui valoare se alege în funcție de elementele ornamentale ale sobei care nu cedează căldură.

Pentru stabilirea dimensiunilor constructive ale sobei (numărul de rânduri

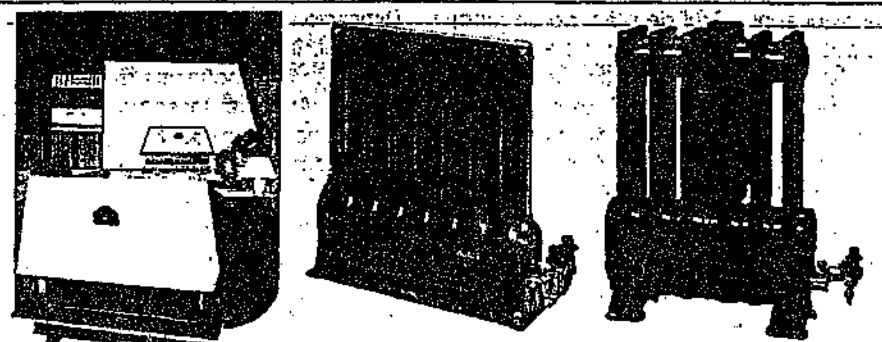


Fig. 4.1.8. Aparate de încălzire cu gaze:
a - model FLAMAUER F; b - model SERIE RH; c - model SERIE 15-02.

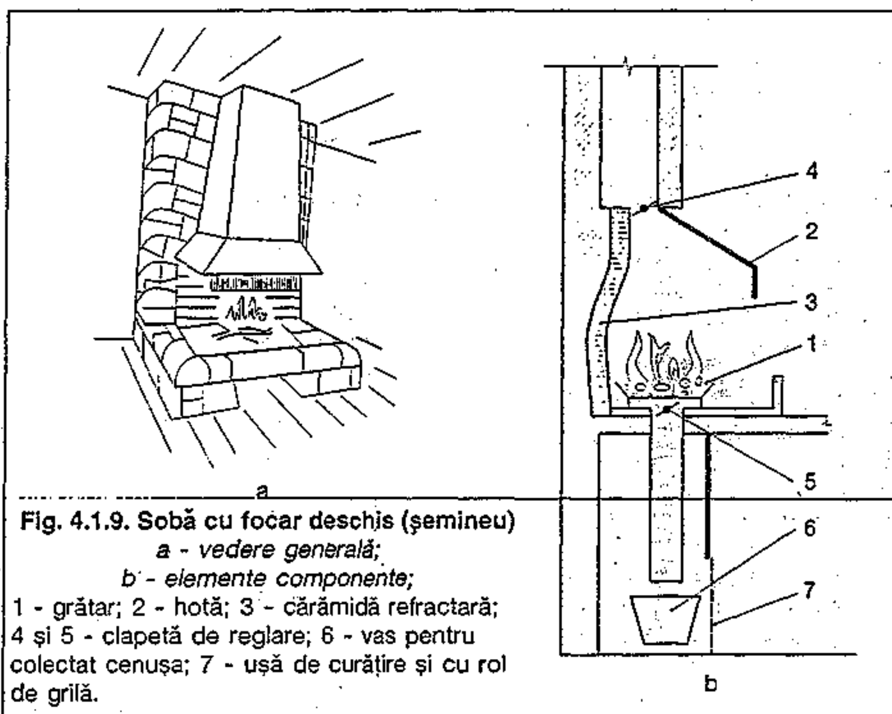


Fig. 4.1.9. Sobă cu focar deschis (șemineu)
a - vedere generală;
b - elemente componente;
1 - grătar; 2 - hotă; 3 - cărămidă refractară; 4 și 5 - clapetă de reglare; 6 - vas pentru colectat cenușa; 7 - ușă de curățire și cu rol de grilă.

Tabelul 4.1.1 Caracteristicile constructive ale sobei de teracotă cu suprafața utilă *S*

Numărul de plăci			Numărul plăcilor în înălțime (fără soclu și cupolă) / Înălțimea sobei (inclusiv soclul și cupola) [m]							
R	A	L	5 / 1,47	6 / 1,71	7 / 1,95	8 / 2,19	9 / 2,43	10 / 2,67	11 / 2,91	12 / 3,15
			Suprafața utilă de încălzire (S) [m²]							
8	$1^{1/2}$	$2^{1/2}$	2,03	2,45	2,93	3,35	3,77	-	-	-
9 2	$1^{1/2}$ $2^{1/2}$	3	2,31	3,26	3,20	3,80	4,27	-	-	-
10	$1^{1/2}$ 2	$3^{1/2}$ 3	2,58	3,11	3,64	4,23	4,76	5,29	-	-
11	$1^{1/2}$ 2	4 $3^{1/2}$	2,85	3,43	3,90	4,67	5,25	5,84	-	-
12	2 $2^{1/2}$	4 $3^{1/2}$	3,16	3,78	4,42	5,16	5,78	6,42	7,06	-
13	2 $2^{1/2}$	$4^{1/2}$ 4	3,41	4,12	4,81	5,60	6,30	6,98	7,66	-
14	2 $2^{1/2}$	5 $4^{1/2}$	3,72	4,45	5,19	6,06	6,80	7,53	8,28	9,02
15	$2^{1/2}$	5	4,02	4,81	5,60	6,55	7,34	8,13	8,92	9,71
16	$2^{1/2}$	$5^{1/2}$	4,21	5,06	6,00	6,92	7,76	8,61	9,45	10,13
17	$2^{1/2}$	6	4,59	5,48	6,38	7,46	8,36	9,25	10,15	11,05

Obs.: R=Într-un rând; A=În adâncime; L=Pe lățime;
Se recomandă întrebuințarea sobelor corespunzătoare datelor încadrate în chenar.

de plăci și numărul de plăci pe un rând) se pot utiliza indicațiile din tabelul 4.1.1.

- la clădirile cu un grad de confort mai redus, precum și la cele care se încălzesc temporar, se pot utiliza sobe fără acumulare de căldură.

Tabelul 4.1.2. Dimensiunile minime ale secțiunii coșului de fum la sobe

S_u S [m²]	D_{sc} axb [cmxcm]
<4	13x13
4...5	13x19
5...7	19x19
>7,5	19x26

S_u=Suprafața utilă de încălzire a sobelor; D_{sc}=Dimensiunile secțiunii coșului.

Dimensionarea acestor sobe constă în general, în alegerea tipului de sobă, regimul ei de funcționare fiind practic continuu. Aceasta înseamnă că fluxul termic cedat de sobă trebuie să acopere pierderile de căldură ale încăperii.

4.1.5.3 Dimensiunile coșului de fum

La alegerea tipului de coș, a dimensiunilor lui, precum și a numărului de sobe ce se pot racorda la el, este necesar să se țină seama de: tipul și poziția sobei, natura combustibilului folosit, regimul de funcționare a sobelor etc.

Dimensiunile minime ale secțiunii coșului de fum pentru diverse tipuri de sobe sunt indicate în tabelul 4.1.2.

În ceea ce privește numărul de sobe ce se pot racorda la un coș, în tabelul 4.1.3 sunt date dimensiunile coșurilor și numărul de sobe cu putere termică nominală, ce se pot racorda la un coș.

Tabelul 4.1.3. Numărul maxim de sobe admis a se racorda la un coș

D_{sc} axb [cmxcm]	14x14	14x20	20x20
N_s	3	5	10
P_{nt} [kW]	14	23,5	47

D_{sc}=Dimensiunile secțiunii coșului; N_s=Numărul sobelor; P_{nt}=Puterea nominală totală.

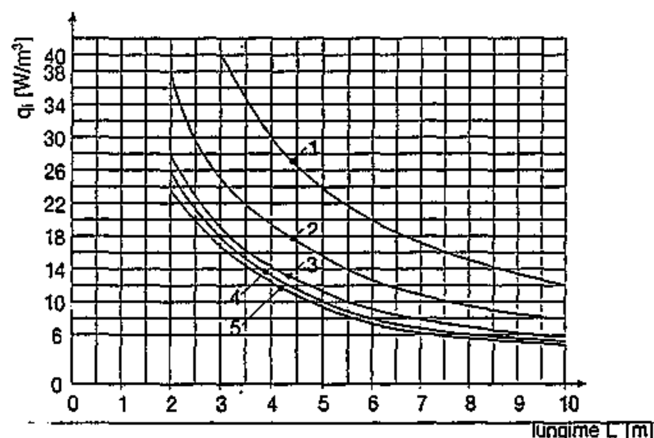


Fig. 4.1.10. Pierderile specifice de căldură q_l pentru t_e=-12 °C: 1 - fereastră simplă; 2 - terasă; 3 - tavan spre pod sau fereastră dublă; 4 - pardoseală; 5 - perete exterior.

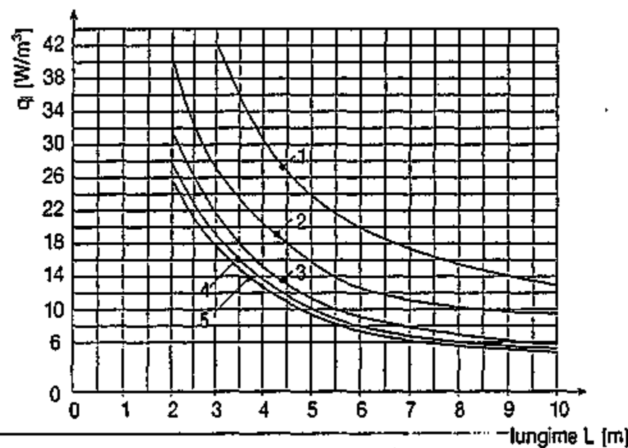


Fig. 4.1.11. Pierderile specifice de căldură q_l pentru t_e=-15 °C: 1...5 - vezi figura 4.1.10.

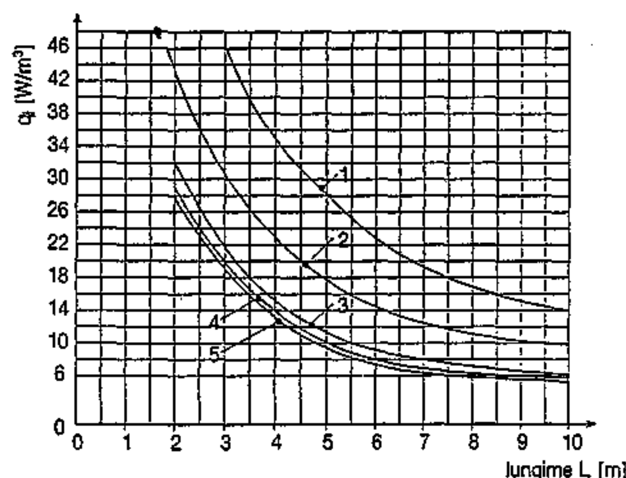


Fig. 4.1.12. Pierderile specifice de căldură q_l pentru t_e=-18 °C: 1...5 - vezi figura 4.1.10.

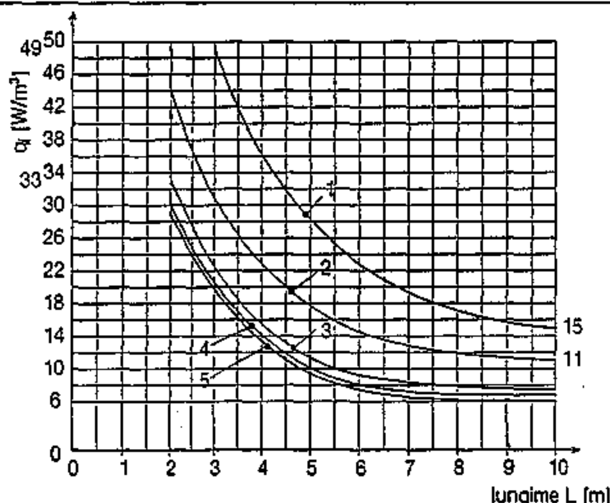


Fig. 4.1.13. Pierderile specifice de căldură q_l pentru t_e=-21 °C: 1...5 - vezi figura 4.1.10.

4.2. Încălzirea cu apă caldă şi fierbinte

4.2.1. Clasificarea sistemelor de încălzire cu apă caldă

Se utilizează drept agent termic apa caldă cu temperatura maximă de 95 °C. Agentul termic îşi măreşte potenţialul termic în cazan, preluând o parte din energia termică cedată de combustibilul ars, iar printr-o reţea închisă de conducte, transferă energia termică acumulată, spaţiului ce urmează a fi încălzit, utilizând suprafeţe de încălzire.

Sistemele de încălzire cu apă caldă se clasifică în funcţie de particularităţile de alcătuire sau funcţionare astfel:
- temperatura agentului termic la ieşirea din cazan:
  - instalaţii cu apă caldă, de medie temperatură, cu temperatura de regim până la 95 °C;
  - instalaţii de apă caldă de joasă temperatură, cu temperatura de regim până la 65 °C.
- modul de circulaţie a apei calde în reţeaua de distribuţie a agentului termic:
  - instalaţii cu circulaţie naturală, cunoscute şi sub denumirea de „termosifon" sau gravitaţionale;
  - instalaţii cu circulaţie forţată.
- numărul conductelor de distribuţie a agentului termic;
  - instalaţie cu două conducte (instalaţii bitub);
  - instalaţii cu o singură conductă (instalaţii monotub).
- schema de asigurare sau a legăturii cu atmosfera:
  - instalaţii deschise, asigurate cu sisteme de asigurare cu vase de expansiune deschise;
  - instalaţii închise, asigurate cu sisteme de asigurare cu vase de expansiune închise.
- modul de amplasare a conductelor de distribuţie:
  - cu distribuţie inferioară;
  - cu distribuţie superioară.
- soluţia de alcătuire a reţelei de distribuţie:
  - reţele arborescente;
  - reţele radiale;
  - reţele inelare.
- gradul de răspuns la condiţiile de stabilitate termică şi hidraulică:
  - instalaţii cu reglare termo-hidraulică locală;
  - instalaţii cu reglare termo-hidraulică centrală;
  - instalaţii cu gestiune globală a energiei.
- componenţa transmisiei de căldură în spaţiul încălzit:
  - cu suprafeţe convective (static sau dinamic);
  - cu suprafeţe convecto-radiative;
  - cu suprafeţe radiative.

Caracteristicile principale ale sistemelor de încălzire cu apă caldă sunt următoarele:
- asigură condiţiile de confort datorită temperaturii scăzute a suprafeţelor corpurilor de încălzire;
- permit reglarea centrală sau locală a debitelor de agent termic cedate spaţiilor încălzite;
- asigură siguranţa în exploatare şi întreţinere;
- durată medie de viaţă, datorită învelişului de corosiune redus;
- inerţie termică mare, vizavi de alte sisteme de încălzire;
- pericol de îngheţ, în cazul absenţei unui sistem de protecţie cu conductoare de însoţire sau a inhibitorilor contra îngheţului;
- costuri de investiţie mai mari în raport cu alte sisteme.

4.2.2. Criterii privind alegerea sistemului de încălzire

Alegerea sistemului de încălzire aferent unei clădiri sau unui grup de clădiri se face în corelaţie cu confortul termic ce trebuie asigurat şi gradul de dotare tehnică pentru care există disponibilitatea financiară a beneficiarului.

Opţiunea se face în funcţie de disponibilităţile financiare ale beneficiarului şi se adoptă o soluţie eficientă sub aspectul confortului termic, în concordanţă cu normele de gestiune eficientă a energiei şi în limitele impuse de protecţia mediului înconjurător.

Stabilirea unor criterii de alegere, se face luând în considerare destinaţia clădirilor:
- de locuit (individuale sau colective);
- social-culturale, care sunt individuale, în sensul apartenenţei proprietăţii şi exploatării, sau colective, în ipoteza închirierii spaţiilor diferitelor societăţi;
- industriale, care au spaţii destinate personalului auxiliar şi TESA precum şi spaţii de producţie.

În cadrul sistemelor de distribuţie se apreciază ca importante: distribuţia în plan orizontal sau vertical şi numărul de conducte, precum şi materialul din care sunt confecţionate reţelele de distribuţie: conducte din oţel, cupru sau materiale termoplastice.

Dotările tehnice reprezintă o categorie importantă a schemei adoptate, deoarece trebuie să răspundă unui minimum tehnic determinat de funcţionalitatea instalaţiei şi de disponibilităţile financiare ale investitorului. Se au în vedere nivelurile minime de dotare cum ar fi: contorizarea energiei termice consumate; reglările hidraulice necesare asigurării

Tabelul 4.2.1 Modalităţi de alcătuire a instalaţiilor de încălzire cu apă caldă

Destinaţia clădirii		Sistem de distribuţie			Dotări tehnice									
		În plan orizontal	În plan vertical	Număr conducte	Circulaţie		Contorizare		Reglare				Gestiune	
									Hidraulică		Termică			
					N	F	L	C	L	C	L	C	L	C
Locuinţe	Individuale	Radială inelară perimetrală	inferioară superioară	monotub bitub	X	X	X		X		X		X	
	Colective	inelară arborescentă	inferioară	monotub bitub		X		X	X	X	X	X		X
Social culturale	Individuale	inelară arborescentă	inferioară	monotub bitub		X	X		X		X		X	
	Colective	inelară arborescentă	inferioară	monotub bitub		X	X	X	X	X	X	X		X
Industriale	Anexe sociale	inelară arborescentă	inferioară superioară	monotub bitub		X	X		X		X		X	X
	Spaţii productive	inelară arborescentă	inferioară superioară	bitub		X	X		X		X			X

Obs. N - naturală; F - forţată; L - locală; C - centrală.

stabilităţii hidraulice a sistemului; reglările termice (locale-L sau centrale-C) concepute să asigure un minimum de gestiune a energiei termice; gestiunea automată a energiei termice în concordanţă cu cerinţele moderne de exploatare ecologică a instalaţiilor de încălzire

O imagine globală a posibilităţilor de alegere a unui sistem de încălzire centrală cu apă caldă este prezentată în tabelul 4.2.1., faţă de care se pot face următoarele recomandări:

a) sistemele de distribuţie se concep, în acord cu particularitatea arhitecturală a fiecărei clădiri, a duratei de exploatare a conductelor şi echipamentelor alese;

b) dotările tehnice se aleg astfel încât să realizeze în primul rând nivelul de funcţionare economică şi să permită progresiv ataşarea unor componente care să asigure o gestiune eficientă a instalaţiei.

4.2.3. Instalaţii de încălzire cu circulaţie naturală

Constitue începutul încălzirii centrale, pentru zilele noastre şi în mod particular pentru ţara noastră, pot fi considerate încă utilizabile în zonele izolate, lipsite de energie electrică pentru alimentarea unor componente de modernizare. Argumentul care a impus părăsirea în timp a acestora l-a constituit presiunea disponibilă mică pentru vehicularea agentului termic, care conduce la diametre relativ mari pentru reţeua de distribuţie şi de aici costuri mai ridicate ale lor în raport cu cele moderne.

Aceste instalaţii, cunoscute curent sub denumirea „prin termosifon" sau „prin gravitaţie" se utilizează la clădiri de locuit, individuale sau colective, puţin dezvoltate pe orizontală şi în mai mare măsură pe verticală.

Sunt caracterizate prin:

- amplasarea sursei de agent termic în aceeaşi clădire cu consumatorii de energie termică;
- circulaţia agentului termic se realizează datorită presiunii termice;
- reţeaua de distribuţie a agentului termic are diametre relativ mari, necesitând configuraţii cu rezistenţe locale minime.

În funcţie de particularităţile constructive şi arhitecturale ale clădirii, se pot realiza instalaţii monotub sau bitub cu distribuţie inferioară, superioară sau mixtă.

4.2.3.1 Instalaţii bitub cu distribuţie superioară

Distribuţia superioară (fig. 4.2.1.) se adoptă în condiţiile în care clădirea, nu dispune de un subsol tehnic, care să permită montarea conductelor de distribuţie a agentului termic cu pantă continuă către coloanele de alimentare a corpurilor de încălzire.

Soluţia adoptată este cu conducta de ducere montată la partea superioară, cea de întoarcere fiind montată la nivelul pardoselii sau sub aceasta.

Varianta cu ambele conducte de distribuţie la partea superioară prezintă dezavantajul circulaţiei greoaie a apei în conducte.

Varianta numai cu conducta de ducere la partea superioară prezintă avantajul unei circulaţii mai active a apei în conducte deoarece la presiunea termică realizată prin răcirea apei în corpurile de încălzire, se adaugă şi cea produsă prin răcirea apei în coloane atât pe conducta de ducere cât şi pe cea de întoarcere.

Varianta cu vas de expansiune deschis VED (fig. 4.2.1a) este utilizată la majoritatea clădirilor prevăzute cu pod. Vasul de expansiune se poate monta pe pardoseala podului, de preferat în apropierea coşului de fum (în cazul că acesta există), luându-se măsurile corespunzătoare de izolare termică.

Varianta cu vas de expansiune închis VEI (fig. 4.2.1b), permite montarea acestuia într-un spaţiu adiacent cazanului, dezaerisirea putându-se face prin dispozitive automate de dezaerisire amplasate în zona superioară a instalaţiei.

Prepararea apei calde de consum se asigură în ambele cazuri cu schimbătoare de căldură alese şi poziţionate corespunzător pentru a permite circulaţia agentului termic primar pe baza presiunii termice. Pentru cazul unor subsoluri cu înălţime mică apa caldă de consum se poate prepara local la fiecare consumator, sau centralizat utilizând alte surse de încălzire.

Reglarea necesară asigurării stabilităţii hidraulice se obţine prin prereglarea robinetelor cu dublă reglare care preiau diferenţele de presiune neacoperite rezultate din calculul reţelei de distribuţie.

Contorizarea se face numai la nivelul consumului de combustibil, deoarece pe circuit agent termic ridică probleme de pierderi de sarcină care nu pot fi acoperite de presiunea termică disponibilă.

În condiţiile utilizării echipamentelor moderne există posibilitatea reabilitării termice a instalaţiilor vechi, unde în locul VED se prevede un VEI.

4.2.3.2 Instalaţii bitub cu distribuţie inferioară

Distribuţia inferioară se adoptă pentru clădirile care dispun de subsol tehnic corespunzător amplasării sursei de agent termic pentru încălzirea clădirii şi

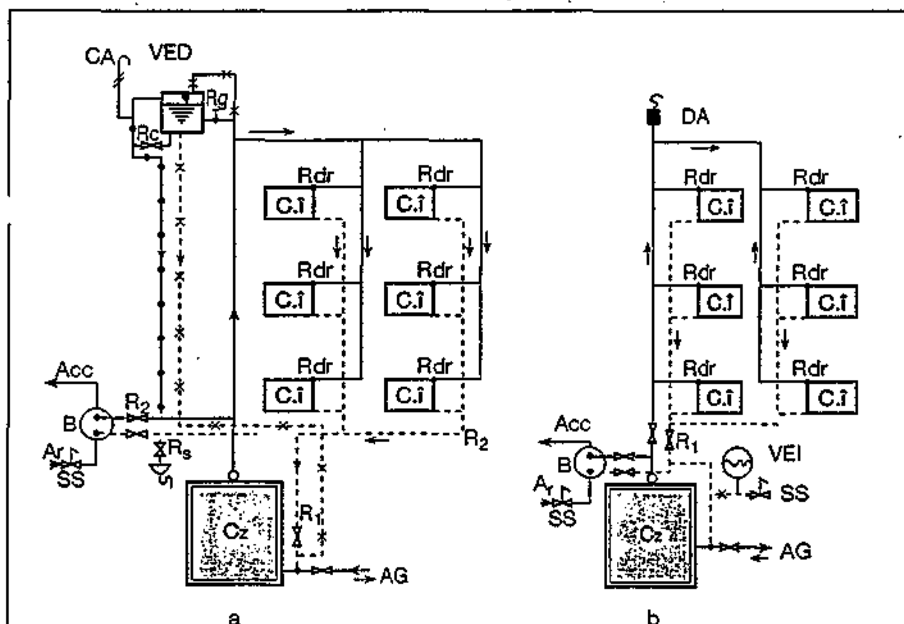


Fig. 4.2.1. Instalaţie de încălzire bitub cu distribuţie superioară şi circulaţie naturală: *a - instalaţie cu VED; b - instalaţie cu VEI;*

Cz - cazan; B - schimbător de căldură; C.î - corp de încălzire; VED - vas de expansiune deschis; VEI - vas de expansiune închis; DA - ventil automat de dezaerisire; SS - supapă de siguranţă; Acc - apă caldă de consum; Ar - apă rece; Rs - robinet de semnalizare; Rdr - robinet cu dublă reglare; AG - alimentare şi golire; R1, R2 - robinete; CA - conductă dezaerisire; Rc - robinet pentru circulaţie; Rg - robinet de golire.

——— conductă de ducere; — — — conductă de întoarcere; -x—x- conductă siguranţă întoarcere —x- conductă siguranţă ducere; —•— conductă de semnalizare.

preparării apei calde de consum, precum și a conductelor de distribuție a agentului termic cu pantă necesară către coloanele de alimentare a corpurilor de încălzire.

Se poate realiza în două variante de echipare (fig. 4.2.2) diferențiate prin sistemul de asigurare, de preparare a apei calde de consum și a modului de dezaerisire.

Și în acest caz, prepararea apei calde de consum poate fi analizată în funcție de combustibilul utilizat, cu posibilitate de preparare locală sau centrală. În cazul din urmă, dacă înălțimea subsolului tehnic nu permite asigurarea înălțimii minime pentru obținerea presiunii termice necesară circulației agentului termic prin schimbătoarele de căldură, se pot utiliza alte surse independente.

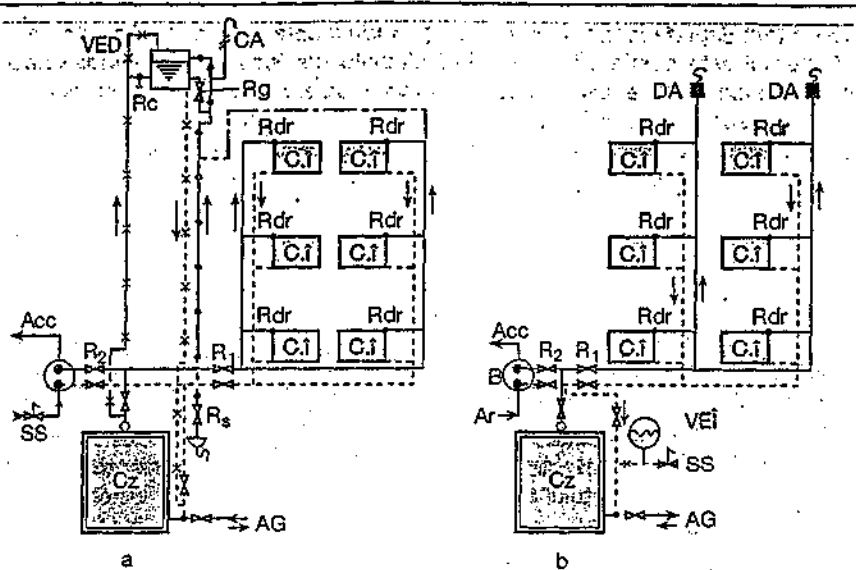


Fig. 4.2.2. Instalație de încălzire bitub cu distribuție inferioară și circulație naturală
a - instalație cu VED; b - instalație cu VEÎ
Acc, AG, Ar, CA, Cî, Cz, DA, Rc, Rs, Rdr, Rg, R_1, R_2, SS - din fig. 4.2.1; B - schimbător de căldură; VED - vas de expansiune deschis; VEÎ - vas de expansiune închis.
——— conductă de ducere; – – – conductă de întoarcere; -x—x- conductă siguranță întoarcere; —x— conductă siguranță ducere; —•— conductă de semnalizare

Varianta din figura 4.2.2a necesită spațiu corespunzător pentru amplasarea vasului de expansiune deschis, care poate fi poziționat în podul clădirii, dacă acesta există, sau în zona superioară a instalației (casa scării) dacă spațiul permite. În plan vertical, pe lângă spațiile necesare coloanelor de agent termic, sunt asigurate și cele necesare amplasării conductelor de siguranță și de preaplin de la VED.

Varianta din figura 4.2.2b cu VEÎ și dispozitive automate de dezaerisire, prezintă avantajul eliberării plafonului ultimului etaj de rețeaua de dezaerisire și a podului de spațiul necesar amplasării vasului de expansiune. Instalația devine mai elastică, fără a influența buna funcționare.

Amplasarea sursei de căldură și a sistemului de asigurare la nivelul subsolului, facilitează o mai bună exploatare a instalației.

Ca și în cazul precedent, stabilitatea hidraulică se asigură printr-o bună dimensionare a rețelei orizontale și verticale de distribuție, la care se adaugă aportul robinetelor cu dublă reglare (care preiau excedentul de presiune)

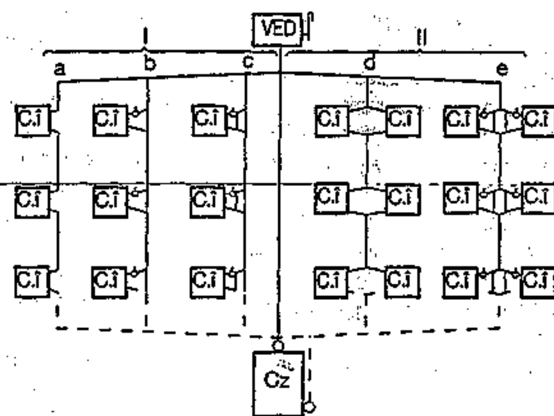


Fig. 4.2.3. Instalație de încălzire monotub cu circulație naturală: I - racordare unilaterală; II - racordare bilaterală; a și d - alimentar în serie; b - alimentarea cu conductă de ocolire realizată axial cu coloana; c și e - alimentare cu conductă de ocolire dezaxată; Cz - cazan; C.î - corp de încălzire; VED - vas de expansiune deschis.

4.2.3.3 Instalații monotub

Caracteristica importantă a acestui sistem constă în aceea că distribuția agentului termic se poate face în zona superioară, colectarea în zona inferioară, iar coloanele sunt realizate numai cu o singură conductă.

Comparativ cu sistemul bitub și distribuție superioară, diferențele apar numai la alcătuirea coloanelor și la modalitatea de racord a corpurilor de încălzire la acestea.

Instalațiile monotub pot fi realizate în mai multe variante dintre care unele sunt prezentate în figura 4.2.3.

Cele două variante au corpuri de încălzire numai pe o parte sau ambele părți.

În cazul variantelor din figura 4.2.3 coloanele „a" și „d", apa se răcește succesiv în corpurile de încălzire, căderea de temperatură totală între ducere și întoarcere fiind de 20 K, repartizată neuniform între corpurile de încălzire. Rezultă că, temperatura apei de alimentare este cu atât mai scăzută cu cât numărul corpurilor de încălzire înseriate este mai mare. Aceasta duce la necesitatea măririi suprafețelor de încălzire cu cât acestea sunt mai jos plasate. Alt dezavantaj îl prezintă faptul că nu se pot prevedea robinete de reglare la fiecare corp de încălzire, acestea putând opri circulația pe coloană.

Unele îmbunătățiri ale acestui sistem sunt aduse prin introducerea conductelor de scurtcircuitare a corpurilor de încălzire, putându-se astfel asigura o alimentare cu agent termic de temperatură mai ridicată, care se obține prin amestecul apei din coloană cu cea de la corpul de încălzire precedent. Scurtcircuitarea corpurilor de încălzire se poate realiza ca în figura 4.2.3, variantele coloanelor „b", „c" și „e".

La aceste instalații, consumul de metal în conducte este mai redus decât la cele bitub, în schimb crește consumul de metal aferent corpurilor de încălzire.

4.2.4. Instalații de încălzire cu circulație forțată

Particularitatea principală a acestor sisteme, față de cele cu circulație naturală, constă în faptul că circulația agentului termic se realizează cu una sau mai multe pompe, montate pe conducta de ducere sau întoarcere, la care se daugă și aportul presiunii termice. Aceste instalații pot fi adoptate pentru toate categoriile de clădiri, indiferent de desfășurarea lor în plan sau pe verticală. Chiar dacă devin dependente de energia electrică necesară acționării pompelor, economiile realizate datorită micșorării diametrelor conductelor le fac competitive și cu cea mai largă aplicabilitate.

4.2.4.1 Instalații de încălzire cu distribuție individuală

Sistemul este destinat cu precădere clădirilor de locuit și celor publice (terțiare) care au activități individuale. Elementul de consum al acestor două categorii de clădiri constă în necesitatea funcționării independente pentru fiecare destinație, de unde decurg și particularitățile în dotarea tehnică.

În alcătuirea acestor instalații se disting două componente importante:

• primară, care include sursa de agent termic cu rețeaua orizontală și verticală de distribuție a acestuia, până la accesul în apartament sau la unitatea individualizată;

• secundară, în care sunt incluse circuitele de distribuție a agentului termic în cadrul apartamentului sau al unității individualizate, inclusiv corpurile de încălzire.

Legătura dintre cele două componente este făcută de un modul termohidraulic (MTH), care permite reglarea, contorizarea și distribuția agentului termic. Modulul termohidraulic, reprezintă legătura dintre circuitul primar și cel secundar, numit uneori buclă de apartament sau buclă secundară.

Sistemele de încălzire individuală centralizată pot fi realizate în mai multe variante, acestea depinzând de echiparea MTH sau modul de alcătuire a buclei secundare.

Referitor la modul de echipare al MTH, sistemele de încălzire individuală centralizată pot fi alcătuite în două variante:

a) cu echipament pentru prepararea comună a apei calde de consum, cunoscute și sub denumirea de modul „Satelit"; (§ 4.2.5)

b) fără echipament pentru prepararea comună a apei calde de consum.

După modul de alcătuire al MTH, se pot distinge variantele cu racordare:

- directă (MTH1)
- cu distribuitor-colector (MTH2)
- cu butelie de egalizare a presiunii (MTH3)
- cu butelie de egalizare a presiunii și distribuitor-colector (MTH4)

Referitor la distribuția agentului termic la nivelul apartamentului sau unității individualizate, soluțiile adoptate sunt:

• rețea bitub cu distribuție radială, perimetrală sau inelară;

• rețea monotub cu distribuție perimetrală sau inelară.

Alcătuirea sistemelor de încălzire, prezintă avantajele următoare:

• independența funcțională a buclelor de apartament sau a unității individualizate;

• izolarea unei bucle cu butelie de egalizare a presiunii (BEP), în raport cu sistemul global, fără a perturba stabilitatea hidraulică a buclelor în funcțiune;

• reglarea termohidraulică individuală a buclelor, răspunzând cerințelor de ordin material sau de confort;

• contorizarea energiei termice la nivelul buclelor;

• gestiunea consumurilor de energie termică în acord cu cerințele de control și exploatare moderne.

Sistemul bitub asigură o stabilitate hidraulică mai bună în timp ce sistemul monotub poate fi considerat mai economic, în condiții de eficiență egale.

Cele două sisteme, analizate în mai multe variante de alcătuire, sunt prezentate în figurile 4.2.4 pentru distribuția bitub și 4.2.5 pentru distribuția monotub.

Specific acestor variante este faptul că poziționarea conductelor de distribuție se face la nivelul plintei sau sub pardoseală, utilizând rețele de tip radial, perimetral sau mixt, precum și posibilitatea realizării unor coloane de scară pentru ducere și întoarcere, de la care se poate realiza racordarea succesivă a apartamentelor sau spațiilor în proprietate unică.

Compatibilitatea dintre aceste sisteme de distribuție și variantele de alcătuire a buclelor de alimentare este prezentată în figura 4.2.4. Se remarcă faptul că soluțiile de alimentare dotate cu distribuție și colectare centralizată prezintă cea mai mare elasticitate în funcționare, cu posibilități de a realiza mai multe variante de alcătuire.

Adoptarea unor variante de distribuție se face în funcție de:

• amplasarea în plan a corpurilor de încălzire;

• libertatea de montare a conductelor de distribuție, fără a afecta elementele

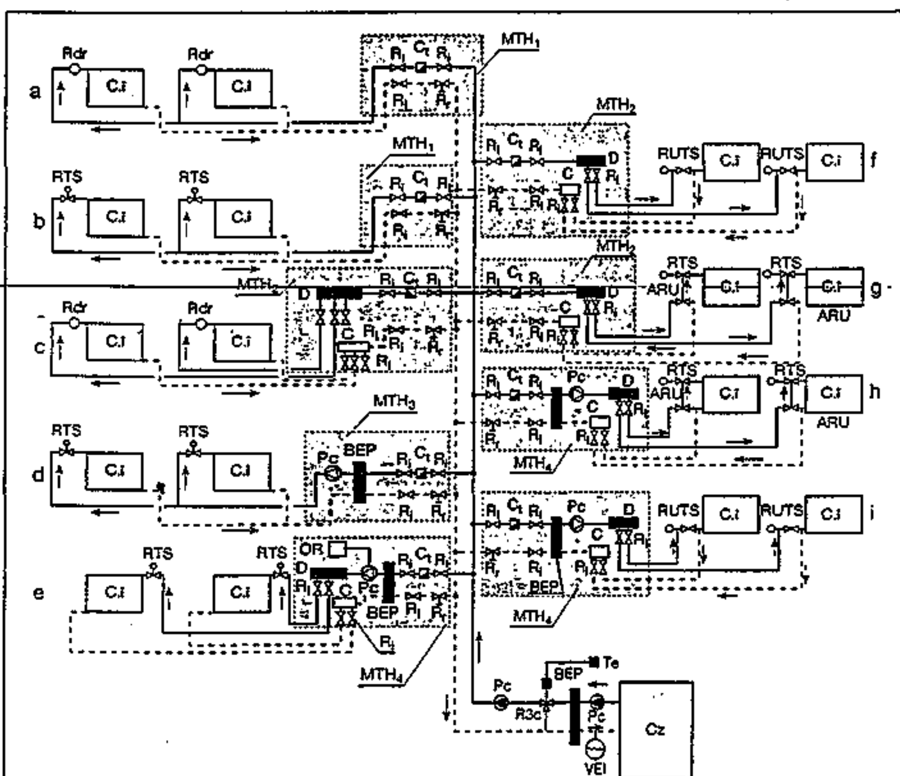


Fig. 4.2.4. Scheme de instalații de încălzire cu distribuție individuală în sistem bitub: *a - cu robinete individuale cu dublă reglare; b - cu robinete termostatice individuale; c - cu distribuție și colectare centralizată și robinete individuale cu dublă reglare; d - cu butelie pentru egalizarea presiunilor și robinete termostatice individuale; e - cu butelie pentru egalizarea presiunilor; distribuție și colectare centralizată cu robinete termostatice individuale și comandă și reglare diferențiată; f - cu distribuție și colectare centralizată; robinet cu 4 căi pentru unică racordare și reglare termostatică de capăt; g - cu distribuție și colectare centralizată, armături pentru racordare unică și reglare termostatică superioară; h - cu butelie pentru egalizarea presiunilor; distribuție și colectare centralizată cu armături pentru racordare unică și reglare termostatică superioară; i - cu butelie pentru egalizarea presiunilor; distribuție și colectare centralizată, robinete cu 4 căi pentru unică racordare și reglare termostatică de capăt;*

Ci; Cz; Rdr; Ri; Rr; VEI - au semnificația din fig. 4.2.1; RTS - robinet termostatic; BEP - butelie pentru egalizarea presiunilor; D - distribuitor; C - colector; Ct - contor; Pc - pompă de circulație; ARU - armătură pentru racordare unică; RUTS - robinet cu 4 căi pentru racordarea unică și reglare termostatică de capăt; OR - ansamblu de comandă și reglare diferențiată; R_{3c} - robinet cu 3 căi; MTH_1 - modul termohidraulic cu racordare directă; MTH_2 - modul termohidraulic cu D-C; MTH_3 - modul termohidraulic cu BEP; MTH_4 - modul termohidraulic cu BEP și D-C; Te - termostat exterior.

de rezistență;

• accesibilitatea la traseele importante în caz de necesitate;

• trasee economice în acord cu cerințele funcționale și arhitecturale locale.

O componentă importantă, comună celor două grupe de distribuție o constitue contorizarea individuală, care se poate realiza în interiorul sau exteriorul spațiului deservit de instalația interioară

4.2.4.1.1 Instalații bitub

Schemele grupate în figura 4.2.4. reunesc echipamente ce pot participa la alcătuirea unor scheme bitub. Fiecare variantă prezentată se poate aplica întregii clădiri. Întrucât variantele se diferențiază prin funcționalitate, nivel de dotare și gestiunea simplă sau complexă a energiei termice, nu este exclusă posibilitatea racordării la aceeași coloană a mai multor variante dar cu condiția analizării compatibilității funcționării în ansamblu.

Sursa de energie termică se consideră comună, echipată cu unul sau mai multe cazane. Parametrii agentului termic se stabilesc printr-o reglare calitativă centrală, în funcție de temperatura exterioară sau condițiile din interior.

Separarea hidraulică a circuitului cazanului de cel al rețelei de distribuție, prin prevederea unei BEP, asigură o elasticitate funcțională fără a influența consumatorii.

Rezultă necesitatea prevederii unor dispozitive sau armături de echilibrare hidraulică a rețelei orizontale.

Elementele comune variantelor prezentate sunt:

• contorizarea consumului de energie termică la nivelul fiecărei bucle de distribuție, montarea contorului de energie termică putându-se face pe conducta de ducere sau pe cea de întoarcere, este de dorit ca bucla de contorizare să poată fi amplasată la nivelul de distribuție, în casa scării, permițând accesul comod al serviciului de exploatare;

• prevederea unor robinete de concesionare pe conducta de ducere, cu acces din nișa contorului, care să permită oprirea voluntară a furnizării energiei termice;

• prevederea unor robinete sau armături de echilibrare hidraulică a buclei de distribuție în raport cu coloana de alimentar, cu condiția ca accesul la aceasta să fie permis personalului de specialitate;

• prevederea unor robinete de închidere a buclelor de alimentare pentru izolarea buclei în caz de avarie în aval;

• analizarea posibilității de golire rapidă a buclei de alimentare în caz de avarie sau în vederea părăsirii pe termen lung a spațiului deservit.

Variantele de alcătuire a buclelor de alimentare prezentate în figura 4.2.4. se pot aplica în funcție de particularitățile locale constructive ale spațiului ce urmează a fi încălzit.

Se consideră ca soluții optime patru categorii de rețele de distribuție: de plintă, radială, liniară și mixtă.

După modul de racordare la coloanele și criteriile funcționale buclele de alimentare cu energie termică se pot realiza astfel:

- *racordare directă* (fig. 4.2.4a și b); schemele de alimentare se realizează cu distribuție liniară și prezintă următoarele particularități termohidraulice:

• presiune disponibilă mare în punctul de racord datorită traseului lung (racord-corp de încălzire);

• echilibrarea hidraulică a buclelor în raport cu coloana se realizează cu ajutorul robinetului de reglare;

• echilibrarea hidraulică a fiecărui corp de încălzire se realizează local prin robinete cu dublă reglare;

• echilibrarea termohidraulică locală în funcție de necesități se obține cu robinetele termostatice (fig. 4.2.4b);

- *racordarea cu distribuitor-colector* (fig. 4.2.4 c, f și g); schemele de alimentare se realizează cu distribuție de plintă radială sau mixtă și prezintă următoarele particularități termohidraulice:

• echilibrarea hidraulică a buclelor în raport cu coloana se realizează cu ajutorul robinetului de reglare;

• echilibrarea hidraulică a fiecărui corp de încălzire se realizează cu robinetele cu dublă reglare;

• echilibrarea hidraulică între ramurile de distribuție se realizează cu ajutorul robinetelor de reglare prevăzute la distribuitor-colector;

• echilibrarea termohidraulică la fiecare corp de încălzire se realizează cu armăturile de racordare unică și robinetele termostatice (fig. 4.2.4g);

- *racordarea cu butelie de egalizare a presiunii* (fig. 4.2.4d); în general, schemele de alimentare sunt cu distribuție liniară și prezintă ca particularități termohidraulice:

• independența hidraulică față de regimul hidraulic al coloanei;

• echilibrarea termohidraulică a fiecărui corp de încălzire cu robinete termostatice;

• circulația agentului termic în bucla de alimentare este asigurată de o pompă de conductă;

- *racordarea cu butelie de egalizare a presiunilor ș distribuitor-colector* (fig. 4.2.4e, h și i), în care schemele de alimentare se realizează cu distribuție de plintă, radială sau mixtă și prezintă următoarele particularități termohidraulice:

• independența hidraulică față de regimul hidraulic al coloanei;

• echilibrarea hidraulică între ramurile de distribuție se realizează cu ajutorul robinetelor de reglare prevăzute la distribuitor-colector;

• realizarea unei reglări termohidraulice la fiecare corp de încălzire cu robinetele termostatice (fig. 4.2.4e), cu armături de racordare unică (fig. 4.2.4h), cu robinete termostatice și armături de racordare unică (fig. 4.2.4i);

• posibilitatea reglării zilnice, săptămânale sau chiar sezoniere, precum și comanda de la distanță a funcționării și opririi instalației;

• circulația agentului termic în bucla de alimentare este asigurată cu o pompă de conductă.

4.2.4.1.2 Instalații monotub

Variantele de alcătuire a buclelor de alimentare, precum și racordarea acestora la coloana de distribuție a agentului termic este prevăzută în figura 4.2.5.

Elementele comune cu instalațiile bitub sunt:

• contorizarea agentului termic se realizează montând contorul pe conducta de ducere sau întoarcere;

• echilibrarea hidraulică a buclei în raport cu coloana;

• izolarea buclei de alimentare de coloană;

• golire rapidă;

• reglare locală termohidraulică;

Avantajul sistemului monotub constă în economia realizată în cadrul rețelei buclei de alimentare, utilizând o singură conductă. Corpurile de încălzire fiind alimentate cu agent termic de temperatură cotinuu descrescătoare, antrenează o majorare progresivă a suprafeței corpurilor de încălzire de la intrare către periferia sistemului.

Alcătuirea rețelei în cadrul buclei de alimentare, se poate face în varianta distribuției de plintă sau linie.

Schemele de alcătuire a instalațiilor pot fi realizate ca și cele bitubulare grupându-le din punct de vedere al modului de racordare la coloane:

- *racordarea directă* (fig. 4.2.5 a, b, c), utilizată în instalații individuale comune din cadrul unei clădiri, are următoarele caracteristici:

• presiunea necesară circulației agentului termic în cadrul buclei este dată de presiunea disponibilă în punctul de racord la coloana de distribuție;

• echilibrarea hidraulică a buclei de alimentare în raport cu coloana de distribuție se realizează cu robinete de reglare, montate pe conducta de intrare a fiecărei bucle;

Diferențele între cele trei variante constau în modalitatea de reglare a energiei termice; astfel la:

• racordarea din figura 4.2.5a, reglarea termo-hidraulică este locală, la nivelul fiecărui corp de încălzire, cu robinete termostatice;

• racordarea din figura 4.2.5b, reglarea temperaturii agentului termic se realizează centralizat, în raport cu bucla de alimentare, printr-un robinet cu acționare directă, comandat de un termostat de cameră; local, la nivelul fiecărui corp de încălzire, pe conducta de intrare, robinetul sau armătura de reglare montată pe racordul de ieșire din corpul de încălzire, permite reglarea hidraulică în cadrul buclei de alimentare;

• racordarea din figura 4.2.5c prezintă particularitatea că poate beneficia de reglarea termohidraulică atât local cât și centralizat la nivelul buclei de alimentare; agentul termic poate avea parametrii variabili prin reglarea calitativă realizată de robinetul cu 3 căi, acționat de un termostat de cameră; prezența robinetului cu 3 căi în rețea, obligă la prevederea unei pompe de circulație în aval, care să acopere pierderile de sarcină suplimentare datorate acestei montări.

La nivelul fiecărui corp de încălzire, prin armăturile de racordare unică și a robinetelor termostatice se sigură o reglare termohidraulică individuală, în funcție de cerințele energetice locale.

- *racordare cu distribuitor-colector* (fig. 4.2.5g, h, i ,j); schemele de alcătuire a instalațiilor prezintă următoarele particularități comune:

• permite alimentarea mai multor apartamente sau unități cu gestiune unică situate pe același palier;

• necesită presiuni disponibile mici în zona de racord la coloană;

• pierderile de sarcină pe circuitul buclei de alimentare sunt acoperite cu pompe de circulație montate pe fiecare circuit;

• contorizarea consumului de energie termică;

• reglarea termohidraulică la nivelul corpurilor de încălzire în funcție de cerințele energetice locale.

Cele patru scheme sunt diferențiate prin componentele care realizează stabilitatea termohidraulică locală și prin modul de racordare a corpului de încălzire: sus-jos sau jos-jos, astfel la:

• *schema de alimentare* din figura 4.2.5g:

- alimentarea corpurilor de încălzire se face în sistemul sus-jos cu racorduri în diagonală;

- stabilitatea termodinamică a corpurilor de încălzire în raport cu conducta de agent termic a buclei de alimentare se realizează prin robinetul termostatic, montat la intrarea agentului termic în corpul de încălzire și a robinetului sau armăturii de reglare de pe racordul de întoarcere.

Cele două componente asigură reglarea locală și individuală a consumului de energie termică solicitat.

• *schema de alimentare* din figura 4.2.5h:

- alimentarea cu agent termic se face pe la partea inferioară a corpurilor de încălzire, pe aceeași parte, cu circulația agentului termic în corpul de încălzire sus-jos, utilizând armătura pentru racordare unică;

- reglarea consumului de energie termică în acord cu cerințele energiei locale este asigurată prin robinetul termostatic, montată în zona de acces a agentului termic în corpul de încălzire;

- stabilitatea hidraulică a corpului de încălzire, în raport cu conducta de alimentare se realizează cu armătura pentru racordare unică de pe racordul de ieșire a agentului termic.

• *schema de alimentare* din figura 4.2.5i:

- alimentarea cu agent termic se face în sistem jos-jos pe aceeași parte a corpului de încălzire;

- temperatura medie a corpului de încălzire este în general mai mică comparativ cu sus-jos;

- stabilitatea termohidraulică a fiecărui corp de încălzire se realizează prin armătura cu racordare unică de reglare termostatică de capăt.

• *schema de alimentare* din figura 4.2.5j:

- se face racordarea comună a două corpuri de încălzire alăturate;

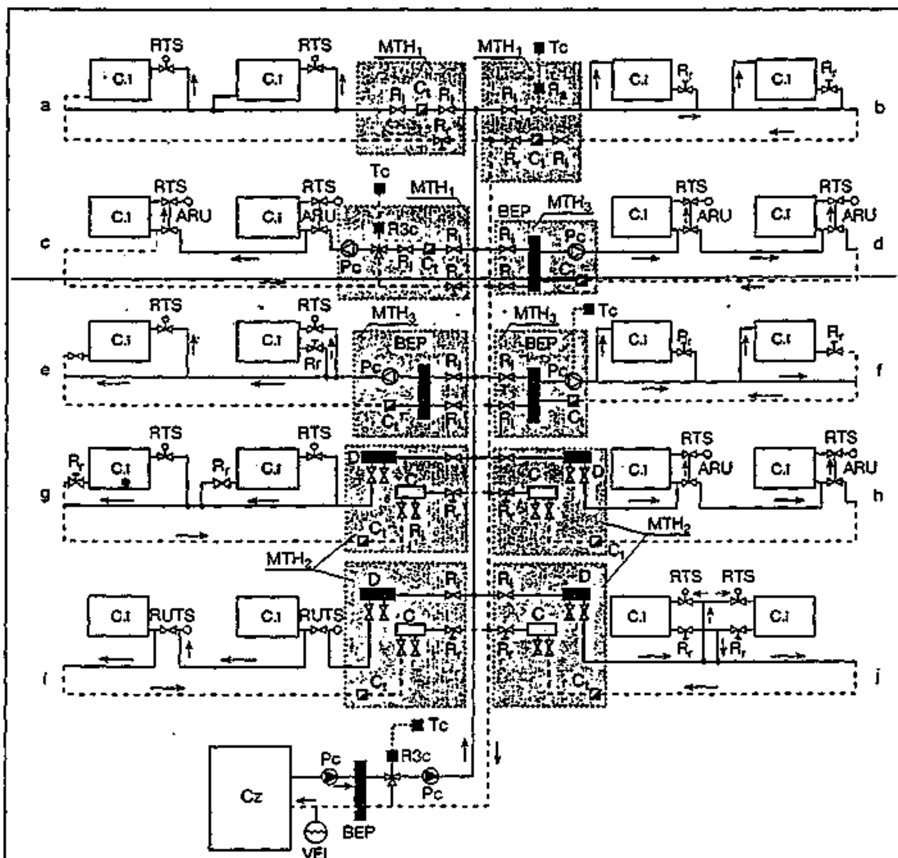


Fig 4.2.5. Scheme de instalații de încălzire cu distribuție a agentului termic în sistem monotub: *a - alimentare sus-jos cu reglare termostatică individuală; b - idem cu reglare centralizată; c - cu armătură de alimentare unică, reglare termostatică superioară și reglare centralizată cu robinet cu 3 căi; d - idem și racordare prin butelie de egalizarea presiunilor; e - alimentare superioară cu reglare termostatică individuală și racordare prin butelie pentru egalizarea presiunilor; f - alimentare superioară cu reglare individuală inferioară și reglare calitativă în funcție de temperatura ambientală și racordarea prin butelie de egalizarea presiunilor; g - cu distribuție și colectare centralizată, reglare termostatică individuală și reglare hidraulică inferioară; h - cu distribuție și colectare centralizată, cu armături inferioare pentru racordare unică și reglare termostatică superioară; i - cu distribuție și colectare centralizată, robinete cu racordare unică și reglare termostatică de capăt; j - cu distribuție și colectare centralizată; racordare comună a 2 corpuri de încălzire și reglare termostatică individuală;*
MTH1; MTH2; MTH3; Ci; Ri; Rr; Ct; RTS; BEP; D; C; Pc; ARU; RUTS; Te; R3C; VEI; Cz - au semnificația de la fig. 4.2.4; Tc - termostat interior; Ra - robinet cu acționare directă.

- reglarea hidraulică locală şi individuală, se realizează prin robinete termostatice amplasate la intrarea agentului termic în corpul de încălzire şi armături de reglare amplasate la ieşirea agentului termic din corpul de încălzire.

- *racordare cu butelie pentru egalizarea presiunilor* (fig. 4.2.5 d, e, f); schemele de distribuţie se caracterizează prin:

• independenţă faţă de presiunile disponibile din zona de racord la coloana de distribuţie;

• pierderile de sarcină aferente circuitului buclei de alimentare sunt acoperite de o pompă de circulaţie, montată în aval de butelia de egalizare;

• amplasarea conductei de alimentare a corpurilor de încălzire se face la plintă sau perimetral sub pardoseală.

Referitor la modul de localizare a schemelor de alimentare cu agent termic se menţionează specificul fiecăreia:

• *schema de alimentare* din figura 4.2.5 d:

- racordarea corpurilor de încălzire la conducta de alimentare se face cu armătură pentru racordare unică;

- racordarea corpului de încălzire se face pe aceeaşi parte, cu posibilitatea de circulaţie a agentului termic în interiorul corpului de încălzire după schema sus-jos;

- echilibrarea hidraulică individuală se realizează prin armătura de racordare unică;

- reglarea locală şi individuală a consumatorilor de energie termică se face cu robinete termostatice.

• *schema de alimentare* din figura 4.2.5 e:

- racordarea corpurilor de încălzire se face în varianta sus-jos pe aceeaşi parte sau în diagonală;

- echilibrarea hidraulică se face cu robinete sau armături de reglare, montate la ieşirea agentului termic din corpul de încălzire;

- reglarea locală şi individuală a consumatorului de energie termică se face cu robinete termostatice, corespunzător cerinţelor energetice locale;

• *schema de alimentare* din figura 4.2.5 f:

- racordarea corpurilor de încălzire la conducta de alimentare se face în varianta sus-jos, în diagonală;

- echilibrarea hidraulică locală se face cu robinete sau armături de reglare, montate pe racordul de ieşire din corpul de încălzire;

- reglarea centralizată a consumului de energie termică cu termostatul de cameră care acţionează funcţionarea în regim de debit variabil a pompei de circulaţie.

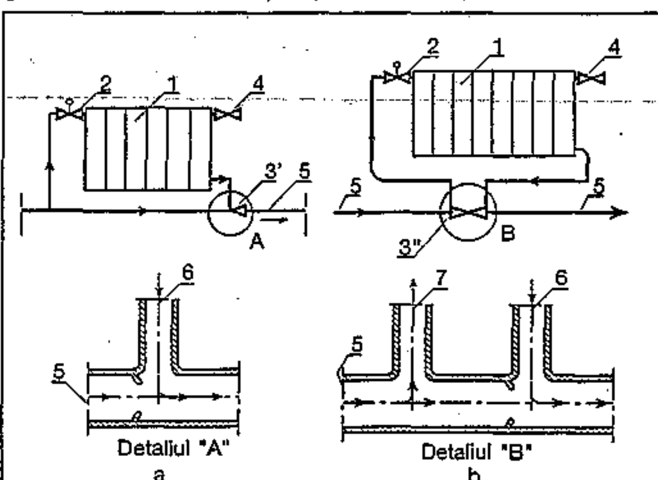


Fig. 4.2.6. Racordarea corpurilor de încălzire cu ejectoare:
a - racordare sus-jos cu ejector simplu;
b - racordare sus-jos cu ejector dublu;
A - ejector simplu; B - ejector dublu; 1 - corp de încălzire; 2 robinet termostatic; 3' - ejector simplu; 3" - ejector dublu; 4 - robinet automat de dezaerisire; 5 - circuit încălzire; 6 - ieşire apă caldă din corpul de încălzire; 7 - intrare apă caldă în corpul de încălzire.

Instalaţiile de încălzire monotub pot utiliza ca armătură de racordare şi un ejector.

Ejectorul DIASOL se bazează pe efectul „venturi", realizând o diferenţă de presiune între punctele de racordare a corpului de încălzire.

Corpurile de încălzire pot fi alimentate cu agent termic în sistemul sus-jos, cu ejectorul plasat în zona de racordare a întoarcerii la reţeaua monotub (fig. 4.2.6 a), sau printr-un corp de ejector cu racorduri duble (fig. 4.2.6 b).

În ambele variante de racordare, corpul de încălzire este prevăzut cu robinet termostatic, iar pe partea opusă alimentării cu un dispozitiv automat de dezaerisire.

Distanţa minimă A (fig. 4.2.7 a) între racordurile de ducere şi ejector trebuie să fie de 70 mm pentru ejectoarele cu diametru mai mic de 1¼" şi mai mare sau egală cu diametrul ejectorului în cazul că diametrul este mai mare de 1¼".

Distanţa minimă B între ejector şi racordul de ducere pentru următorul circuit derivat, trebuie să fie minimum 150 mm pentru ejectoare cu diametru mai mic de 1¼", iar pentru diametre mai mari, aceeaşi distanţă se majorează la echivalentul a 4 diametre interioare.

Condiţiile de distanţă sunt recomandate de către furnizorul ejectorului, motivând că în cazul contrar apar scăderi de presiune dinamică influenţând negativ repartizarea debitelor de agent termic cu corpurile de încălzire.

Amplasarea unor rezistenţe locale (coturi, curbe) în apropierea ejectorului (fig. 4.2.7 b) şi a conductelor de racord ale corpului de încălzire nu produce anomalii funcţionale, presiunea dinamică putând fi asigurată.

Racordarea în paralel (fig. 4.2.7 c) nu este recomandată decât în cazuri excepţionale, soluţia generând atât scăderi de presiune cât şi căderi mari de temperatură în corpurile de încălzire.

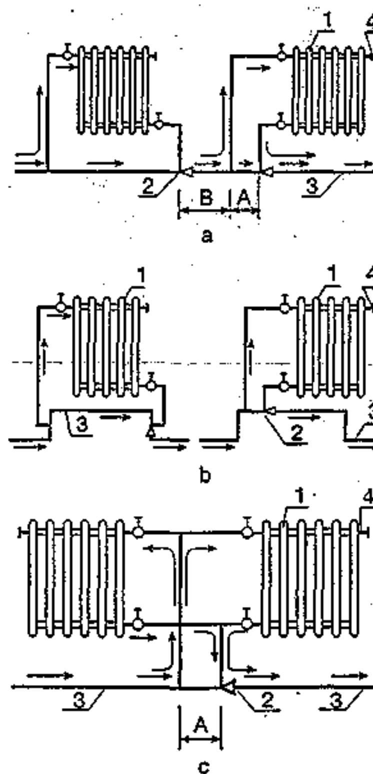


Fig. 4.2.7. Racordarea corpurilor de încălzire cu ejectoare DIASOL:
a - circuit normal; b - circuit cu rezistenţe locale; c - circuit cu corpuri de încălzire montate în paralel;
1 - corp de încălzire; 2 - ejector DIASOL; 3 - conductă circuit de încălzire; 4 - robinet automat de dezaerisire; A - distanţa dintre racordul de ducere şi ejector; B - distanţa dintre ejector şi racordul de ducere.

Corpurile de încălzire sunt prevăzute cu dispozitive automate de dezaerisire, plasate în zonele de acumulare a aerului.

4.2.4.2 Instalații de încălzire cu distribuție centralizată

Aceste instalații prezintă următoarele particularități:

- sursa de agent termic este unică pentru întreaga clădire;
- contorizarea consumului de energie termică se face pentru întreaga clădire;
- racordarea corpurilor de încălzire se face la coloane comune;
- distribuția agentului termic la coloane, se realizează printr-o rețea cu două conducte amplasate la partea inferioară sau superioară a clădirii.

Instalațiile se grupează în trei categorii:

a. instalații bitub cu echilibrare hidraulică prin robinete cu dublă reglare și asigurare cu vas de expansiune deschis;

b. instalații bitub cu echilibrare termohidraulică locală și asigurare cu vas de expansiune închis.

c. instalații monotub cu echilibrarea termohidraulică locală și asigurare cu vas de expansiune închis.

Sursa de agent termic poate fi amplasată la subsol, parter sau la un nivel tehnic situat la partea superioară a clădirii.

4.2.4.2.1 Sisteme bitub clasice

Instalațiile de încălzire se execută cu distribuție inferioară (fig. 4.2.8 a) sau superioară (fig. 4.2.8 b). Ambele variante au componente sau funcționalități comune și prezintă particularitățile următoare:

- asigurarea cu vas de expansiune deschis, amplasat în zona superioară a instalației, la o cotă corespunzătoare poziției pompei de circulație în instalație (§ 5.3)
- dezaerisirea instalației cu vase de dezaerisire, prevăzute corespunzător zonelor de evacuare sau acumulare a aerului, racordate sau nu la rețele generale de conducte pentru dezaerisire;
- asigurarea stabilității hidraulice a rețelei de alimentare cu agent termic, la nivelul coloanelor utilizând teuri de reglare;
- racordarea corpurilor de încălzire uni - sau bilateral în raport cu coloana, cu circulația agentului termic sus-jos, pe aceeași parte sau în diagonală;
- golirea locală sau centralizată a instalației;
- amplasarea sursei de agent termic în zona inferioară a instalației, la subsol sau parter; nu poate fi exclusă adoptarea schemei de alcătuire pentru o variantă de amplasare a sursei de agent termic la partea superioară a instalației, dacă rațiuni tehnicoeconomice justifică soluția.

Dezaerisirea conductelor cu înălțime mai mică decât cele adiacente se soluționează prin racordarea în sac a conductei de dezaerisire, la coloana cea mai apropiată (col. 4 din fig. 4.2.8 a).

Distribuția inferioară a agentului termic (fig. 4.2.8 a) se adoptă în cazul existenței subsolului tehnic, cu înălțime convenabilă montării și exploatării instalației. În cazuri bine justificate, această distribuție poate fi amplasată la parterul clădirii sub pardoseală, prevăzând accesul la conductele de distribuție.

Distribuția superioară prezentată în figura 4.2.8b oferă posibilitatea de amplasare a conductelor de distribuție la partea superioară (coloanele 4 și 5) sau mixt (coloanele 1, 2, 3) cu conducta de ducere la partea superioară și cea de întoarcere la partea inferioară. Adoptarea uneia dintre variante se face în funcție de spațiile oferite de clădire.

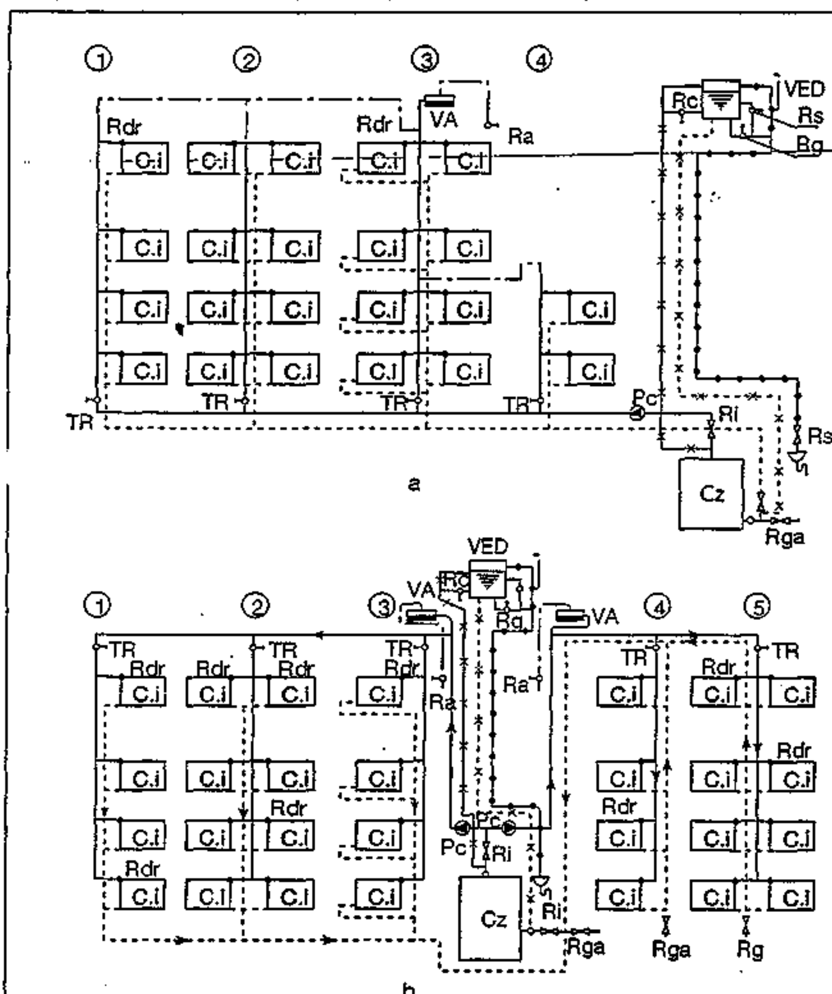


Fig 4.2.8. Scheme de instalații de încălzire bitub clasice cu circulație prin pompare:
a - cu distribuție inferioară; b - cu distribuție superioară;
Ri; Pc; Ci; Cz; Rc; Rs; Rg; Rdr; ED - au semnificația de la fig. 4.2.1 și 4.2.4; TR - teu de reglare; VA - vas de dezaerisire; Ra - robinet pentru dezaerisire; Rga - robinet pentru umplere -golire; 1, 2, 3, 4 și 5 coloane; CD - conductă de dezaerisire.

4.2.4.2.2 Sisteme bitub moderne

Creșterea gradului de confort a spațiilor încălzite și gestionarea economică a energiei termice, se poate obține modificând nivelul de dotare tehnică a instalațiilor de încălzire.

Pentru a răspunde acestor exigențe în figura 4.2.9 sunt propuse două variante de alimentare cu agent termic a coloanelor:

- cu rețea de distribuție inferioară (fig. 4.2.9a) și sursa de agent termic amplasată la subsol sau la parter;
- cu rețea de distribuție superioară (fig. 4.2.9b) și sursa de agent amplasată în zona inferioară a instalației.

Opțiunea pentru una din variantele de distribuție se face analizând condițiile locale, arhitecturale și de rezistență oferite de clădire.

Ca variante de racordare a corpurilor de încălzire la coloane, aceasta se poate face cu:

1. robinete termostatice montate pe racordul de ducere al corpului de încălzire;
2. armătură de racordare unică și robinet termostatic la intrarea agentului termic în corpul de încălzire;

3. armătură de racordare unică și robinet termostatic înglobat, cu accesul agentului termic jos la partea inferioară;
4. distribuție orizontală a agentului termic în spațiul încălzit și racordare prin module termohidraulice.

În alcătuirea unei instalații de încălzire dintr-o clădire se recomandă utilizarea uneia din variantele de racordare (1, 2, 3 sau 4) și numai în cazuri justificate, pe baza analizei de compatibilitate termohidraulică se pot realiza și scheme mixte.

Sursa de agent termic propusă este facultativă, aceasta depinzând de sursa de energie termică. În alcătuirea schemei optime de organizare-alcătuire a sursei termice se au în vedere variantele prezentate în cap. 5.3. „Centrale termice cu apă caldă".

Schemele prezentate au elementele comune care se referă la funcțiunile sistemului sau al unor componente:

• asigură stabilitate termohidraulică locală, realizată prin robinete termostatice;
• realizează dezaerisirea locală sau centrală cu dispozitive automate de dezaerisire;
• permite reducerea coloanelor de alimentare în cazul utilizării modulelor termohidraulice de racordare;
• permite echilibrarea hidraulică a coloanelor, prin armăturile de reglare, prevăzute la baza acestora;
• corpurile de încălzire pot fi racordate uni - sau bilateral în raport cu coloana, cu racordarea pe aceeași parte a corpului de încălzire;
• în funcție de sursa de agent termic, permite gestionarea economică a energiei termice, asigurând reglarea calitativă în funcție de temperatura exterioară și locală în funcție de solicitarea termică momentană etc.
• în funcție de nivelul de gestiune acceptat se poate asigura funcționarea în regimuri diferite (zilnic, săptămânal etc.) cu comandă de la distanță.

Fiecare variantă poate asigura confortul termic în funcție de componentele utilizate:

• circulația agentului termic sus-jos, reglarea termohidraulică fiind obținută numai prin robinetul termostatic. În caz de necesitate, la ieșirea agentului termic din corpul de încălzire se poate prevedea o armătură suplimentară de reglare hidraulică.
• reglarea termohidraulică completă prin robinetul termostatic amplasat la intrarea agentului termic în corpul de încălzire și a armăturii de racordare unică la ieșire, menținând circulația agentului termic sus-jos;
• reglarea termohidraulică completă la nivelul corpului de încălzire, micșorând temperatura medie a acestuia.
• o distribuție orizontală la nivel de etaj, cu preluarea avantajelor conferite de utilizarea modulelor termohidraulice (§ 4.2.4.1.1).

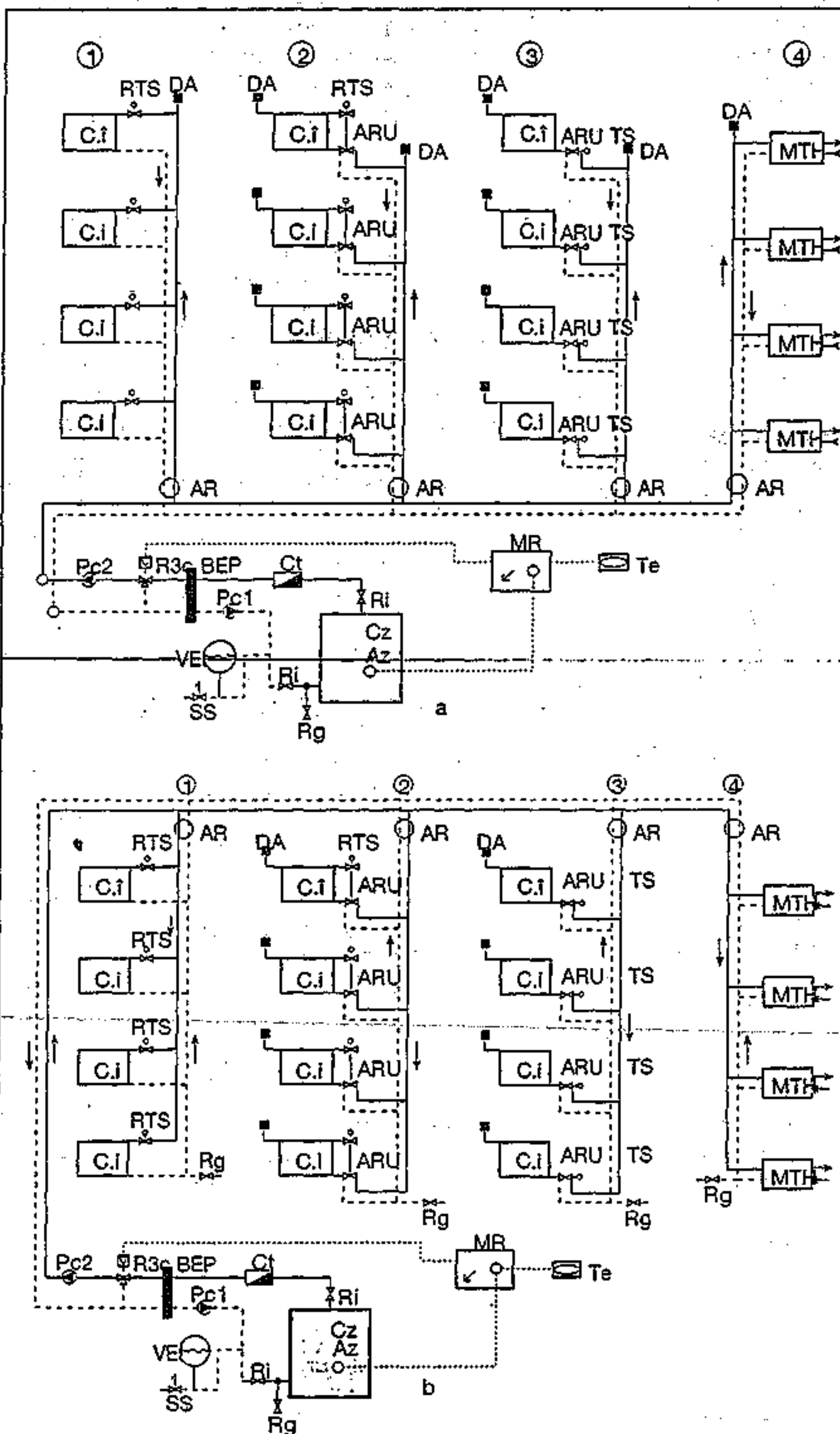


Fig. 4.2.9. Scheme de instalații de încălzire bitub moderne cu circulație prin pompare: *a - cu distribuție inferioară; b - cu distribuție superioară;*
1 - racordare sus-jos cu reglare termostatică locală; 2 - racordare unică sus-jos și reglare termostatică; 3 - racordare unică jos-jos și reglare termostatică; 4 - racordare cu module termohidraulice; Cî; Ri; RTS; BEP; ARUTS; Te; R3c; VEI; Cz; SS; ARU; Ct; MTH; Rg - au semnificația de la fig. 4.2.1 și 4.2.8; Az - arzător; AR - armătură de reglare; DA - ventil automat de dezaerisire; MR - modul de reglare; Pc1 și Pc2 - pompe de circulație.

4.2.4.2.3 Scheme monotub moderne

Caracteristica principală a sistemului constă în faptul că alimentarea corpurilor de încălzire se realizează de la o singură conductă.

În alcătuirea schemelor prezentate în figura 4.2.10, sunt utilizate variantele de racordare menționate și la sistemul bitub (§ 4.2.4.2.2).

Există posibilitatea realizării mai multor variante de alimentare cu agent termic a coloanelor folosind rețeaua de alimentare: inferioară, superioară, mixtă. Opțiunea pentru una din variantele men-

ţionate mai sus este dependentă de clădirea pentru care se proiectează instalaţia de încălzire. Ca şi în cazul instalaţiilor bitub, la elaborarea schemei unei astfel de instalaţii, se are în vedere o singură variantă de racordare a corpurilor de încălzire la o coloană de alimentare, fără însă a exclude combinaţii între variante.

Funcţional, variantele prezentate, au următoarele caracteristici comune:

• reglare termohidraulică capabilă să asigure energia termică în funcţie de solicitarea energiei locale;

• dezaerisire locală şi generală cu dispozitive automate de dezaerisire;

• adaptare uşoară la regimuri hidraulice variabile, atât la nivel de coloană cât şi la nivel de reţea de distribuţie;

• stabilitate hidraulică obţinută cu armăturile de reglare prevăzute la nivelul coloanelor;

• în funcţie de sursa de agent termic, se poate realiza gestiunea economică a energiei termice printr-o reglare calitativă centrală şi cu comandă de la distanţă.

Caracteristicile diverselor variante, sunt comune cu cele prezentate anterior (§ 4.2.4.1.2.)

Avantajele sistemului constau în reducerea lungimii reţelelor de alimentare, posibilitatea de prefabricare şi reducerea numărului de goluri prin planşee.

La alcătuirea acestor scheme se au în vedere avantajele menţionate la § 4.2.4.1 referitoare la utilizarea componentelor moderne de gestiune, reglare şi distribuţie.

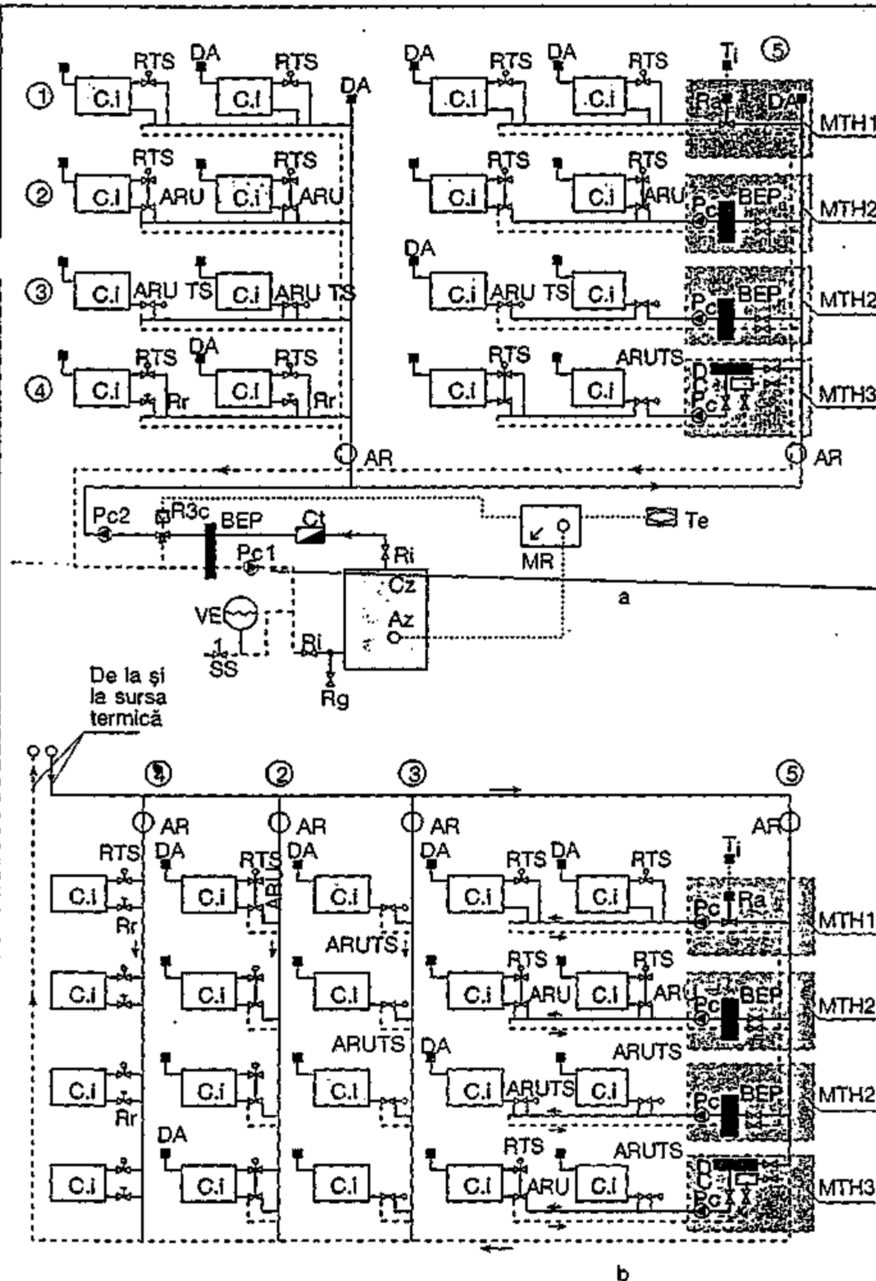


Fig. 4.2.10. Scheme de instalaţii de încălzire monotub cu circulaţie prin pompare:
a - cu distribuţie inferioară; b - cu distribuţie superioară;
1 - racordare sus-jos cu reglare termostatică; 2 - racordare unică sus-jos cu reglare termostatică; 3 - racordare jos-jos cu reglare termostatică; 4 - racordare sus-jos cu reglare combinată cu robinet termostatic şi robinet de reglare; 5 - racordare cu module termohidraulice; MTH1 - modul termohidraulic cu robinet de reglare; MTH2 - modul termohidraulic cu butelie de egalizarea presiunilor, MTH3 - modul termohidraulic cu distribuitor - colector; Ct; RTS; BEP; ARUTS; Te; R3c; VEI; Cz; SS; ARU; Az; Ct; AR; DA; Rg; MR au semnificaţia de la fig. 4.2.1 şi 4.2.8; D - distribuitor; C - colector; Pc, Pc1, Pc2 - pompe de circulaţie; Ra - robinet cu acţionare directă.

4.2.5. Descrierea şi montarea modulelor termohidraulice MTH

Din schemele de alcătuire a instalaţiilor (fig. 4.2.4. şi 4.2.5.) rezultă că între conductele principale de distribuţie a agentului termic (conducte primare) şi cele ce alimentează consumatorii (conducte secundare), se interpun componente care asigură compatibilitatea hidraulică a celor două grupe de reţele şi funcţionalitatea lor. Aceste componente sunt grupate într-o nişă şi poartă denumirea de modul termohidraulic (MTH).

Cutia nişei are forme şi dimensiuni diferite, acestea depinzând de gabaritul componentelor cu care se echipează (fig. 4.2.11). Este compusă din carcasă şi uşi de protecţie, la care se adaugă sisteme de prindere şi fixare.

Gruparea elementelor componente, asamblate după criterii economico-funcţionale, poate satisface oricare din variantele de alcătuire a instalaţiilor de distribuţie a agentului termic la consumator (fig. 4.2.4 şi 4.2.5).

Geometria şi componenţa MTH depind de specificitatea firmei producătoare şi gradul tehnic de dotare.

Un minimum de dotare tehnică presupune asigurarea independenţei hidraulice a circuitului agentului termic primar de cel secundar.

O astfel de dotare conţine nişa, distribuitoarele şi colectoarele, la care sunt ataşate componente de reglare hidraulică, control, dezaerisire, reglare a energiei furnizate, separare şi golire.

În mod curent, acest modul considerat cu dotare normală MTH-N, se amplasează în interiorul apartamentului, urmând ca pentru contorizare să fie rezervat un spaţiu pe casa scării, asigurând astfel accesul furnizorului de energie termică.

A doua variantă include, în plus, o pompă de circulaţie a agentului termic pentru toţi consumatorii racordaţi la MTH-S pe circuitul secundar. În acest

caz, contorizarea se realizează ca și în cazul precedent. Reglările termostatice sunt distribuite pe fiecare circuit, traductorul de temperatură putând fi poziționat și la distanță.

Pentru a satisface cerințele a două sisteme de încălzire, cum ar fi cel convectoradiativ, cu cel radiativ, pot fi utilizate module cu schimbător de căldură, care asigură și parametrii termici scăzuți, de exemplu, pentru încălzirea prin pardoseală (§ 4.5).

Consumatorii convectoradiativi pot fi alimentați în acest caz prin intermediul unui modul simplu MTH-N.

O altă variantă de MTH, care include și contorizarea este prezentată în figura 4.2.12 și cuprinde următoarele componente importante de echipare: reglare hidraulică, separare hidraulică a circuitelor, dezaerisire, golire, pompă de circulație pe secundar și contorizarea.

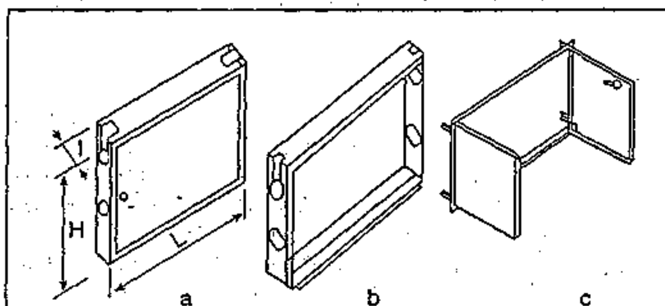


Fig. 4.2.11. Nișă pentru modulul termohidraulic (Giacomini): *a - ansamblu; b - carcasă pentru montare componente modul; c - ușă de protecție.*

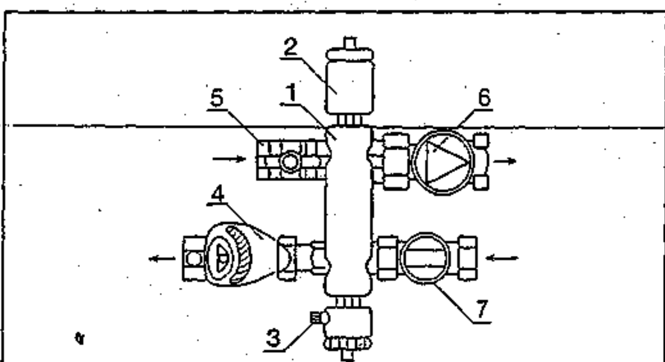


Fig. 4.2.12. Modul termohidraulic cu butelie de egalizare a presiunilor: 1 - butelie de egalizare a presiunilor; 2 - dispozitiv automat de dezaerisire; 3 - robinet de golire; 4 - robinet de echilibrare hidraulică și izolare; 5 - robinete de izolare; 6 - pompă de circulație; 7 - contor de căldură.

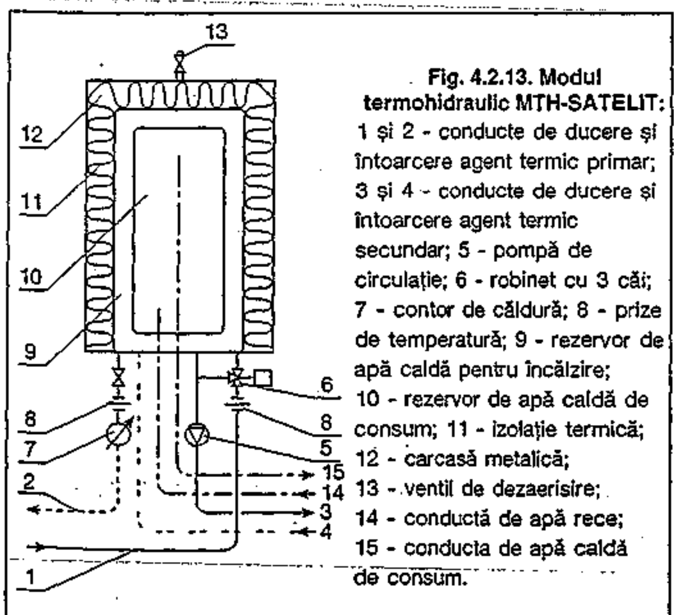


Fig. 4.2.13. Modul termohidraulic MTH-SATELIT: 1 și 2 - conducte de ducere și întoarcere agent termic primar; 3 și 4 - conducte de ducere și întoarcere agent termic secundar; 5 - pompă de circulație; 6 - robinet cu 3 căi; 7 - contor de căldură; 8 - prize de temperatură; 9 - rezervor de apă caldă pentru încălzire; 10 - rezervor de apă caldă de consum; 11 - izolație termică; 12 - carcasă metalică; 13 - ventil de dezaerisire; 14 - conductă de apă rece; 15 - conducta de apă caldă de consum.

Pentru modulele termohidraulice descrise, MTH-N, MTH-S și MTH-SP) se consideră că prepararea apei calde de consum se face local, prin schimbătoare de căldură alimentate cu combustibil gazos sau curent electric.

Există posibilitatea preparării apei calde de consum având aceeași sursă de agent termic utilizând modulul termohidraulic SATELIT (fig. 4.2.13)

Acesta cuprinde 3 circuite:

- primar, compus din conductele de racord la coloană, rezervorul de apă pentru încălzire, cu rol de egalizare a presiunii și contorul de căldură;
- de încălzire, compus din racordurile de legătură cu rețeaua de distribuție, pompa de circulație și ventil cu 3 căi;
- de preparare apă caldă de consum, compus dintr-un rezervor de apă caldă de consum și conductele de apă rece și caldă.

Amplasarea nișelor în care se montează echipamentele aferente MTH se face, de regulă, pe holul comun al încăperilor deservite. Așa cum se poate observa în figura 4.2.14a această soluție ridică unele probleme de golire totală a instalațiilor interioare în caz de avarie. Soluția propusă în varianta di figura 4.2.14b indică amplasarea acestora, în aceleași spații comune, dar la nivelul următor, facilitând astfel golirea totală a instalației interioare.

Pentru instalațiile de încălzire centralizată (fig. 4.2.9 și 4.2.10), se folosesc majoritatea componentelor descrise la § 4.2.5, precizările funcționale și criteriile de alegere prezentate, rămânâd valabile cu condiția alegerii parametrilor funcționali specifici.

4.2.6. Montarea conductelor de distribuție

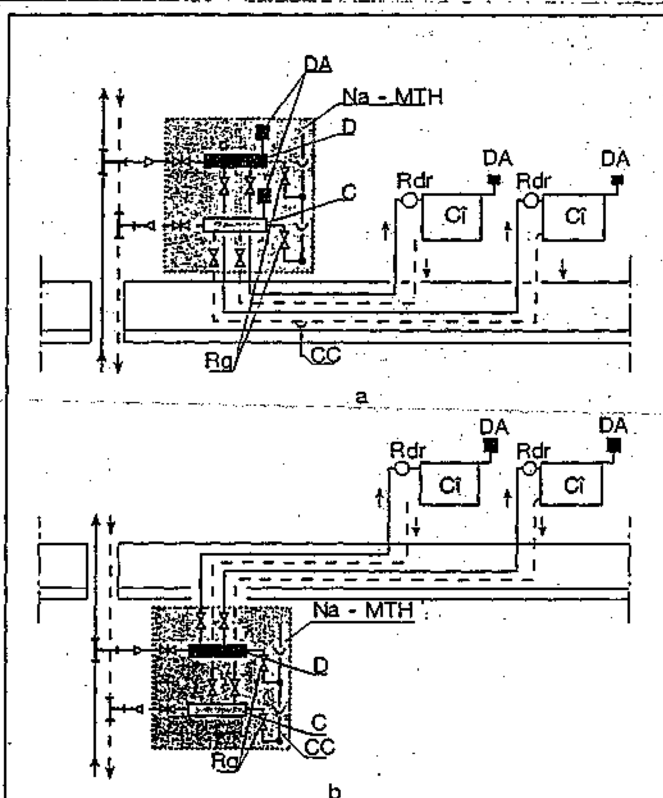


Fig. 4.2.14. Posibilități de amplasare a modulelor termohidraulice: *a - la același nivel cu consumatorul; b - cu posibilități de golire a instalației* Cî - corp de încălzire; Rdr - robinet de dublă reglare; D - distribuitor; C - colector; DA - ventil automat de dezaerisire; Rg - robinet de golire; CC - conductă de canalizare; NA - nișă de apartament; MTH - modul termohidraulic.

Montarea conductelor în încăperi se face în funcţie de soluţia aleasă: distribuţie bitubulară sau monotubulară; de modul de racordare a corpurilor de încălzire la reţeaua de distribuţie; de gradul de echipare a modulelor termohidraulice etc.

Conductele ce alcătuiesc reţelele de alimentare cu energie termică (fig. 4.2.1, 4.2.2, 4.2.3, 4.2.4, 4.2.5, 4.2.8, 4.2.9 şi 4.2.10) atât pentru instalaţiile de încălzire cu distribuţie individuală cât şi pentru cele cu distribuţie centralizată se montează la fel, particularităţile datorându-se, în general, schemei adoptate.

4.2.6.1 Instalaţii cu distribuţie individuală

Distribuţia conductelor la consumatorii individuali (fig. 4.2.4 bitub şi fig. 4.2.5 monotub) este prezentată în figura 4.2.15 pe ansamblul întregii clădiri.

Se disting trei grupe de conducte de alimentare:

• conducte ce fac parte din reţelele generale de alimentare a coloanelor, care se amplasează de regulă în subsolul tehnic al clădirii. Acestea pot fi de tip arborescent sau inelar, cu montare aparentă sub plafonul subsolului (fig. 4.2.16). Reţeaua face legătura dintre sursa de agent termic şi coloanele de distribuţie. Conductele de distribuţie sunt prevăzute cu elemente de preluare a dilatării, reazeme mobile şi fixe şi robinete de separare. Pentru reducerea pierderilor de căldură se izolează termic (§ 6.7.)

• coloane pentru transportul agentului termic de la reţeaua de distribuţie la modulele termohidraulice. Acestea se montează aparent sau mascat în ghene vizitabile sau semivizitabile (§ 1.5.) şi sunt prevăzute cu: reazeme mobile şi fixe, elemente pentru preluarea dilatărilor şi izolaţii termice.

• conducte de legătură dintre MTH şi corpurile de încălzire care pot fi montate deasupra pardoselii sau îngropate într-o şapă de egalizare.

Conductele montate aparent sau mascate sunt amplasate lângă plintă (fig. 4.2.17 a, b, e şi 4.2.18, a) cota de montare putând fi fixată sub planul corpului de încălzire, iar prinderea se face pe perete cu console.

Montarea îngropată, atât pentru varianta monotub cât şi pentru cea bitub, recomandă soluţiile prezentate în figurile 4.2.17 c şi 4.2.18 b, c, d, din care rezultă structura zonei de montare. În această variantă se utilizează, de regulă, conducte din polietilenă reticulată.

Montarea îngropată se practică în varianta tub în tub, conducta ce transportă agentul termic fiind introdusă într-o altă conductă, ale cărei caracteristici fizicomecanice îi pot asigura integritatea şi conservarea în timp. În plus este posibil ca la expirarea timpului de exploatare, conductele ce

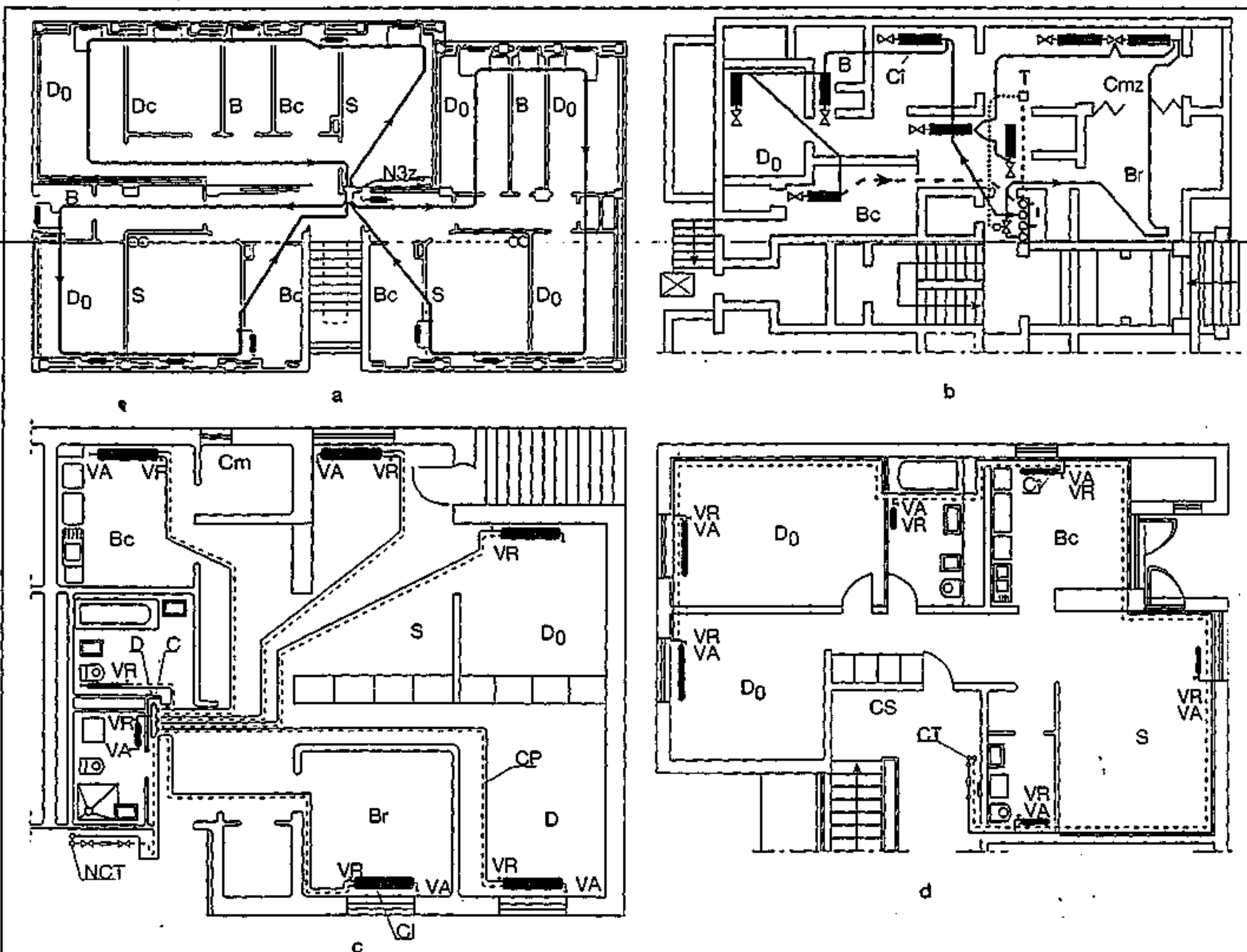


Fig. 4.2.15. Soluţii de distribuţie a reţelelor de conducte într-o clădire:
a - sisteme monotub cu montarea plintei aparentă, mascată, îngropată sau mixtă; b - sisteme monotub arborescente pentru montare îngropată; c - sisteme bitub arborescente pentru montare îngropată; d - sisteme bitub cu montarea plintei aparentă, mascată sau îngropată
Do - dormitor; B - baie; Bc - bucătărie; S - sufragerie; Br - birou; Cmz - cameră de zi; Db - debara; CS - casa scării; D - distribuitor; Cm - cămară; C - colector; T - termostat; VR - robinet de reglare; VA - ventil de dezaerisire; CP - conducte montate în pardoseală; Cî - corp de încălzire; NCT - nişă pentru contor energie termică; CT - coloane agent termic; N3z - nişă de trei zone.

transportă agentul termic să poată fi schimbate fără a afecta șapa de egalizare și structurile complementare. Curbele ce fac legătura între conductele îngropate și racordurile verticale ale corpurilor de încălzire sunt protejate cu piese speciale (fig. 4.2.17 c), care asigură protecția necesară stabilității curbelor. O atenție deosebită se acordă traseelor, pentru a asigura elemente de compensare naturală a dilatărilor.

4.2.6.2 Instalații cu distribuție centralizată

Montarea conductelor la aceste instalații (fig. 4.2.9 și 4.2.10) se face diferențiat în funcție de poziția acestora în clădire; astfel:

- rețeaua generală de distribuție a agentului termic, care face legătura între sursa de agent termic (centrala termică proprie, rețea exterioară) și coloanele de distribuție, alcătuită în sistem arborescent sau inelar (fig. 4.2.16), se montează, de regulă, în subsolurile tehnice ale clădirilor sub planșeu.

Susținerea conductelor se realizează cu reazeme mobile și fixe, ultimele fiind amplasate în raport cu elementele de compensare a dilatărilor (§ 6.6). Limitarea pierderilor de căldură se obține prin izolarea termică corespunzătoare (§ 6.7)

- coloanele de distribuție se montează aparent sau îngropat și sunt prevăzute cu elemente de preluare a dilatărilor, putând fi izolate termic utilizând soluții prefabricate moderne (§ 6.7)
- conductele de legătură ale corpurilor de încălzire la coloane, se montează aparent sau îngropat, în conformitate cu prevederile Normativului I 13.

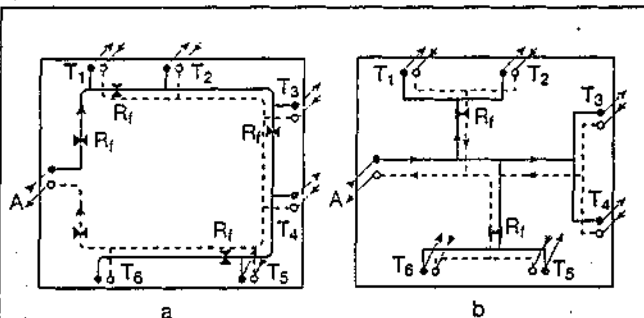


Fig. 4.2.16. Rețele de distribuție a agentului termic:
a - rețele inelare; b - rețele arborescente;
A - racord la sursa termică; T1...T6 - coloane; Rf - reazeme fixe.

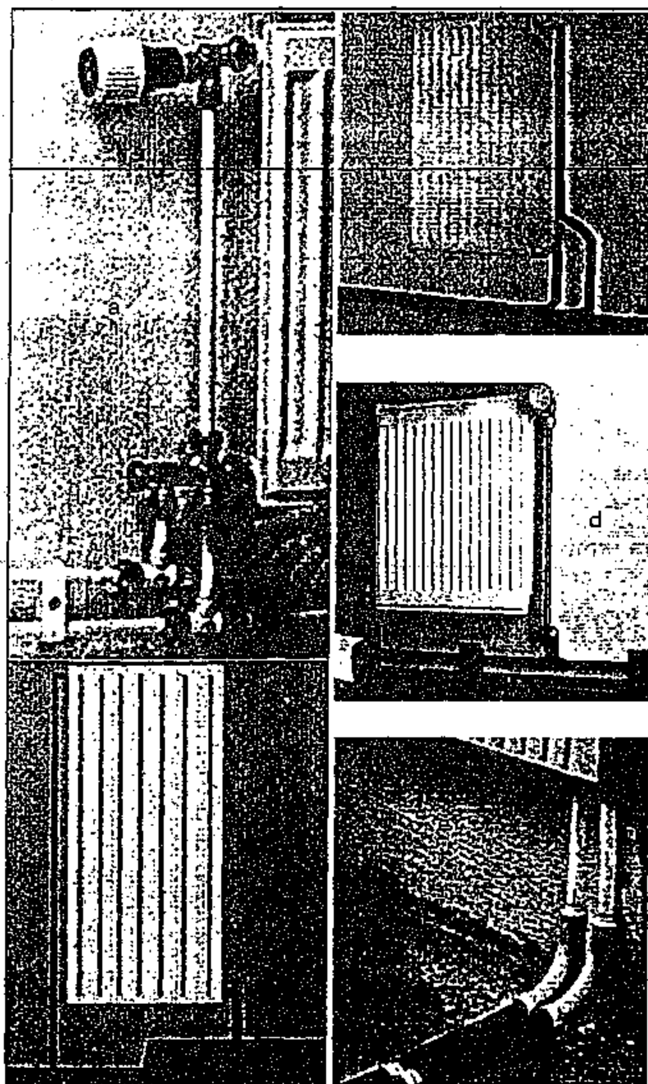


Fig. 4.2.17. Detalii de montare a rețelei de distribuție bitub:
a - aparentă la plintă; b și d - mascată în plintă; c - îngropată în pardoseală și protejată; e - aparentă la pardoseală.

4.2.7. Instalații de încălzire cu apă fierbinte

Utilizarea apei fierbinți în instalațiile de încălzire centrală se face luând în considerare două mari categorii de clădiri: civile și industriale sau agrozootehnice.

Sursa de agent termic (apa fierbinte), rețelele de transport și punctele termice sunt tratate în capitolele 11...14 . În cazul de față sunt analizate soluțiile de alcătuire a instalațiilor interioare și compatibilitatea acestora cu stațiile de transformare a parametrilor agentului termic sau distribuție a acestuia.

4.2.7.1 Încălzirea clădirilor civile

Agentul termic furnizat de una sau mai multe centrale termice, cu sau fără producerea simultană de energie termică distribuit prin rețele urbane de transport, ajunge la punctele termice de cvartal sau bloc, unde are loc reducerea tempe-

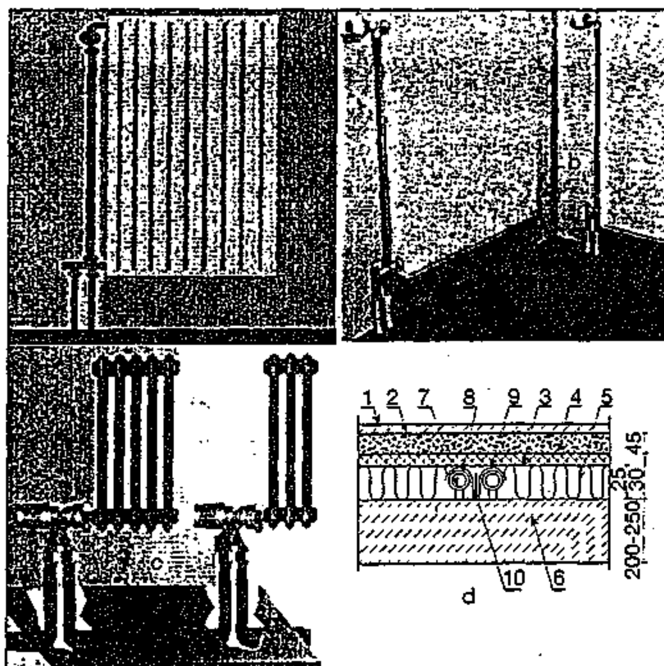


Fig. 4.2.18. Detalii de montare a rețelei de distribuție monotub:
a - aparentă la plintă; b - îngropată în plintă; c - protejată în pardoseală (țeavă în țeavă); d - îngropată pentru distribuție radială sau arborescentă (detaliu);
1 - pardoseală finită; 2 - strat de pietriș, ciment (șapă de egalizare); 3 - folie din material plastic; 4 - izolație acustică; 5 - izolație termică; 6 - placă din beton; 7 - conductă de agent termic; 8 - înveliș protector conductă; 9 - brățară dublă de fixare; 10 - șurub de fixare.

raturii agentului termic la parametrii instalațiilor interioare (95/75, 90/70 etc.).

Instalațiile interioare de încălzire sunt analizate în funcție de destinația clădirii (de locuit, social-culturală sau administrativă) și regimul de contorizare a energiei adoptat, existând astfel opțiunea pentru una din categoriile cunoscute:

• instalații de încălzire colective, pentru clădiri administrative, comerciale sau social-culturale (sedii de bănci sau societăți comerciale cu proprietate și folosință integrală). Din punct de vedere tehnic, acestea nu diferă de cele descrise la § 4.2.4.2 (fig. 4.2.8 și 4.2.9) față de care sunt necesare următoarele precizări:

- sursa de agent termic este punctul termic, al cărui circuit secundar este reprezentat de instalația interioară de încălzire;

- în funcție de schema de alcătuire a punctului termic, se prevăd sau nu elemente de asigurare a instalației interioare;

- pierderile de sarcină pe circuitul secundar sunt acoperite de către pompele aferente circuitului secundar în toate cazurile în care echiparea punctului termic nu oferă presiunea disponibilă necesară (cazul PT cu elevator);

• instalații de încălzire individuale, utilizate la clădirile civile la care se impune contorizarea agentului termic pe grupe de consumatori individualizați prin regimul de proprietate; instalațiile de încălzire din această categorie sunt prezentate în figurile 4.2.4 și 4.2.5 și au la bază criterii de confort și economice.

Utilizarea uneia din variantele menționate impune, asigurarea compatibilității cu sursa de agent termic, care în acest caz este un punct termic (PT) de cvartal sau bloc, fiind necesar a se lua în considerare următoarele:

- introducerea elementelor de asigurare necesare instalației interioare;

- asigurarea presiunii necesare acoperirii pierderilor de sarcină ale instalației interioare, prin prevederea pompelor de circulație adecvate, pe circuitul secundar al PT.

4.2.7.2 Încălzirea clădirilor industriale

La clădirile industriale, se disting două categorii de spații destinate:

- personalului tehnicoadministrativ;

- activităților productive.

Opțiunea pentru un sistem de încălzire depinde de agentul termic disponibil clădirilor industriale, în funcție de care se pot realiza instalații cu:

• apă caldă, cu temperatură până la 95 °C, agentul termic provenind de la surse specifice sau transformarea parametrilor apei fierbinți;

• apă fierbinte;

• abur saturat de presiune joasă sau înaltă.

În raport cu suprafețele încălzitoare folosite se pot menționa instalații cu:

• suprafețe convectoradiative (radiatoare, convectoare, convectoradiatoare);

• suprafețe radiative (panouri radiante);

• convecție forțată (încălzire cu aer cald).

4.2.7.2.1 Spații destinate personalului tehnicoadministrativ

În cazul existenței sursei de agent termic apă fierbinte la nivelul punctului termic, are loc transformarea parametrilor termohidraulici destinați instalației de încălzire centrală. Opțiunea pentru o variantă de alcătuire a instalației interioare (fig. 4.2.8 și 4.2.9), se face în funcție de cerințele de confort, fără însă a neglija aspectele tehnice generate de gestiunea economică a energiei termice. Adaptarea schemelor prezentate în figurile 4.2.8 și 4.2.9 la condițiile alimentării cu agent termic dintr-un punct termic necesită atenție pentru:

- prevederea componentelor necesare asigurării instalației interioare de încălzire;

- asigurarea presiunii necesare acoperirii pierderilor de sarcină pe circuitul secundar, prin prevederea pompelor de circulație.

4.2.7.2.2 Spații destinate activităților productive

Acestea prezintă o mare diversitate , datorită specificului tehnologiei de producție. Spațiile de producție se clasifică după gradul de implicare a omului în conducerea proceselor tehnologice:

- cu deservire umană mare sau medie, amplasate în spații închise;

- cu deservire umană amplasate în spații deschise;

- complet automatizate sau robotizate.

Asigurarea confortului termic în aceste spații se face ținând seama de legătura între procesele tehnologice și factorul uman, rezultând următoarele variante de instalații de încălzire:

- cu suprafețe convectoradiative pentru asigurarea temperaturii de gardă, cuplate cu instalațiile de încălzire cu aer cald;

- cu suprafețe radiative, alimentate cu agenți termici, cu temperatură ridicată;

- cu aer cald.

Instalațiile de încălzire menționate pot utiliza agent termic apă fierbinte sau abur de presiune medie.

La alcătuirea instalațiilor interioare, rămân valabile recomandările făcute pentru instalații colective, cu următoarele particularități:

- agentul termic este preluat de la o rețea exterioară;

- în funcție de schema instalației se studiază oportunitatea contorizării locale a energiei termice;

- rețeaua de conducte din instalația interioară se dimensionează la presiunea disponibilă din punctul de racord al rețelei exterioare.

- se iau măsuri de protecție împotriva înghețului instalațiilor în perioada de întrerupere a activității productive;

• circulația continuă a agentului termic pentru asigurarea unor temperaturi de gardă;

• utilizarea de inhibitori contra înghețului

4.2.8. Dimensionarea conductelor instalațiilor de încălzire cu apă caldă

Calculul de dimensionare a rețelelor instalațiilor de încălzire urmărește stabilirea diametrelor conductelor de alimentare a corpurilor de încălzire.

4.2.8.1 Pierderi de sarcină în conducte

Pentru curgerea agentului termic prin conductele unei rețele de încălzire cu apă caldă, din punct de vedere termohidraulic, se consideră următoarele ipoteze:

- mișcarea fluidului în regim permanent;

- regimul de curgere cu turbulență rugoasă în zona prepătratică pentru care este valabilă relația Colebrook-White (1.6.39)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}=-2\cdot lg\left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}}+\frac{k}{3,71\cdot d}\right),$$

în care:

- λ - coeficientul lui Darcy;

- Re - criteriul Reynolds;

- k - rugozitatea absolută, care reprezintă înălțimea asperităților. Prin raportarea rugozității absolute la diametrul conductei, (d) se definește rugozitatea relativă ($\varepsilon = k/d$)

Pentru conductele utilizate curent în instalațiile de încălzire cu apă caldă rugozitățile absolute au valori în funcție de materialul utilizat; astfel pentru țevile din:

- oțel, trase sau laminate: k_{OL} = 0,02...0,06 mm
- cupru, trase sau laminate: k_{Cu} = 0,001...0,002 mm
- materiale cu structură termoplastică: k_{POL} = 0,007 mm

- curgerea izotermă $\left(\frac{d\rho}{dt}=0\right)$ sau curgere neizotermă

pentru care: $\frac{d\rho}{dt} \cong \beta \cong 0{,}168+0{,}0057\cdot t$ [kg/m³·K] (4.2.1)

în care t reprezintă temperatura fluidului care, pentru condiții medii de temperatură a agentului termic, ia valoarea

$$t_m=\frac{t_1+t_2}{2} \quad [°C] \qquad (4.2.2)$$

caz în care relația 4.2.1 devine:

$\beta' = 0{,}168 + 0{,}0057\cdot t_m$ [kg/m³·K] (4.2.3)

Valorile densității (masei specifice) ρ ale apei pentru diverse temperaturi sunt date în tabelul 4.2.2.

Calculul hidraulic prin care se stabilesc și diametrele conductelor din instalațiile de încălzire cu apă caldă se face aplicând relația 1.6.42, în care prin înlocuirea debitului de fluid $G = Q / c\Delta t$, cu Q - debitul de căldură; $\Delta t = t_d - t_i$ (diferența dintre temperatura agentului termic din conducta de ducere t_d și cea din conducta de întoarcere t_i) și c - căldura masică a agentului termic se obține ecuația fundamentală a pierderilor de sarcină în conducte:

$$\Delta p=6{,}25\cdot 10^{4}\cdot\left(\frac{Q}{c\cdot\Delta t}\right)^2\cdot\frac{1}{d^4\cdot\rho_m}\cdot\left(\frac{\lambda\cdot l}{d}+\sum\xi\right) \quad [Pa] \qquad (4.2.4)$$

în care pierderea de sarcină liniară unitară este dată de relația:

$$R=6{,}25\cdot 10^{4}\cdot\left(\frac{Q}{c\cdot\Delta t}\right)^2\cdot\frac{\lambda\cdot l}{d^5} \quad [Pa/m] \qquad (4.2.5, a)$$

iar pierderea de sarcină locală se determină cu relația 1.6.40.

$$Z=\frac{v^2}{2}\cdot\rho\cdot\sum\xi \quad [Pa] \qquad (4.2.5, b)$$

Valorile celor două mărimi R și Z se stabilesc utilizând tabele sau abace specifice materialului din care sunt executate conductele pentru diferența de temperatură Δt = 20 K sau diferită de aceasta.

În tabele sau abace sunt date pierderile de sarcină liniară, unitară R și debitul agentului termic Q exprimat, în general, în unități energetice [W] sau [kW] transportat de o conductă cu diametrul d și viteza v. Relația generalizată ce stă la baza întocmirii tabelelor sau abacelor este:

$R = f(Q, v, d)$ [Pa/m] (4.2.6)

De asemenea, pierderile de sarcină liniare unitare R pot fi exprimate și în unități de masă G [kg/h, l/h, l/s] în care caz relația 4.2.6 ia forma:

$R = f(G, v, d)$ [Pa/m] (4.2.7)

Pentru conductele din oțel sunt utilizate datele din tabelul 4.2.3 pentru calculul pierderilor de sarcină liniară unitară $R = f(Q, v, d)$ și tabelul 4.2.5 pentru calculul pierderilor de sarcină locale Z în funcție de viteza v și rezistențele locale $\Sigma\xi$ = 1. Coeficienții de rezistență locală pentru diferitele componente ale conductelor sunt dați în tabelul 4.2.4, iar vitezele recomandate de circulația apei în conductele din oțel sunt date în tabelul 4.2.6.

Pentru conductele din cupru datele din tabelul 4.2.7 servesc pentru calculul pierderilor de sarcină liniare unitare $R = f(G, v, d)$, iar cele din tabelul 4.2.4 pentru coeficienții de rezistență locală ξ la care se adaugă lungimea echivalentă a rezistențelor locale prezentate în tabelul 4.2.8.

Pentru conductele din material termoplastic pierderile de sarcină liniară unitară $R = f(G, v, d)$ se stabilesc folosind tabelul 4.2.9 (pentru conducte tip POLYMUTAN și PROSTAB) și diagramele din figurile 4.2.19 și 4.2.20 (pentru conducte tip ECOTUBE și tip COPRAX). Coeficienții de rezistență locală Z pentru conductele cu structură termoplastică sunt indicați în tabelul 4.2.4.

4.2.8.2 Operațiuni și date preliminare calculului de dimensionare

Pentru calculul hidraulic al conductelor sunt necesare următoarele operațiuni preliminare:

- stabilirea schemei de calcul a instalației de încălzire (rețeaua de distribuție, coloane, racorduri etc.);
- înscrierea debitelor de căldură pe tronsoanele care alcătuiesc schema de calcul;
- înscrierea lungimilor tronsoanelor, utilizând datele rezultate din planurile de montare și schema coloanelor;
- cunoașterea parametrilor agentului termic (temperatura de ducere t_d și de întoarcere t_i);
- cunoașterea presiunii disponibile (dacă este cazul) din circuitul instalației;
- stabilirea materialului din care sunt confecționate conductele.

4.2.8.3 Dimensionarea conductelor instalațiilor bitubulare cu circulație naturală

Se consideră o instalație de încălzire (fig. 4.2.21) unde caracteristicile termice și geometrice sunt stabilite pe baza planurilor de execuție. Parametrii agentului termic sunt t_d/t_i, iar răcirea agentului termic pe conducte se neglijează.

Presiunea disponibilă H_{Dx} a unui consumator de energie termică este determinată de cota de montare h_x a consumului față de axa sursei de agent termic multiplicată cu diferența de masă specifică a agentului termic de întoarcere ρ_i și cea de ducere ρ_d (tab. 4.2.2), calculată cu relația:

$H_{Dx} = g\cdot h_x\cdot(\rho_i - \rho_d)$ [Pa] (4.2.8)

g = 9,81 m/s² - accelerația gravitațională locală;

- se identifică circuitul cel mai dezavantajat, ca fiind al celui mai depărtat corp de încălzire de sursă și cel mai jos plasat (fig. 4.2.21), circuitul corpului de încălzire cu puterea termică $Q_{2.1}$, pentru care presiunea disponibilă este dată de relația 4.2.8, unde $h_x = h_1$;

$H_D^{2.1} = g\cdot h_1\cdot(\rho_i - \rho_d)$ [N/m²] sau [Pa] (4.2.9)

- presiunea disponibilă trebuie să asigure acoperirea pierderilor de sarcină locale și distribuite, pe tronsoanele (3.1 - 3 - 4 - 5 - 7) ce alcătuiesc circuitul consumatorului $Q_{2.1}$ în raport cu sursa de agent termic;
- stabilirea pierderii de sarcină liniare medii pentru acest circuit $R_m^{2.1}$;

$$R_m^{21}=\frac{(1-a)\cdot H_D^{21}}{\sum l_j} \quad [Pa] \qquad (4.2.10)$$

în care: a = 0,33 - reprezintă cota parte a pierderilor locale de sarcină;

$\Sigma l_j = 2\cdot(l_{3.1} + l_3 + l_4 + l_5 + l_7)$ [m] (4.2.11)

- se determină diametrele preliminare ale tronsoanelor 3.1, 3, 4, 5 și 7 în funcție de sarcina termică a agentului termic pe tronson și pierderea de sarcină liniară unitară medie $R_m^{2.1}$, utilizând datele din tabelul 4.2.3,

$d_x = f(Q_x, R_m^{2.1})$ (4.2.12)

- validarea rezultatelor se obține prin respectarea condiției ca suma pierderilor de sarcină locale și distribuite să nu depășească presiunea disponibilă:

$\Sigma(Rl+Z)_{circ.\ 2.1} \le H_D^{2.1}$ (4.2.13)

- se dimensionează circuitul consumatorului cu puterea termică $Q_{2.2}$, calculându-se succesiv
  - presiunea disponibilă

$H_D^{2.1} = g\cdot(h_1 + h_2)\cdot(\rho_i - \rho_d) - \Sigma(Rl+Z)_{3+4+5+7}$ [Pa] (4.2.14)

  - pierderea de sarcină liniară unitară medie

$$R_m^{2.2} = \frac{(1-a)\cdot H_D^{2.2}}{\sum l_j} \quad [Pa] \qquad 4.2.15$$

în care:

$\Sigma l_j = 2\cdot(l_{2.1} + l_2)$ [m] (4.2.16)

- diametrele tronsoanelor de conducte

$d_x = f(Q_x, R_m^{2.2})$

- validarea rezultatelor cu condiția de echilibru hidraulic

$\Sigma(Rl+Z)_{circ.\,2.1+2} \le H_D^{2.2}$ (4.2.17)

Dacă presiunea disponibilă este prea mare depășind 10 % valoarea pierderilor de sarcină, se apelează la robinetul cu dublă reglare, (§ 6.4.2) montat pe corpul de încălzire, care introduce o pierdere locală de sarcină $Z_{RF}^{2.2}$:

$\Sigma(Rl+Z)_{2.1+2} + Z_{RF}^{2.2} \cong H_D^{2.2}$ (4.2.18)

în care $Z_{RF}^{2.2} = f(G_{2.2}, Z_{RF}^{2.2})$ reprezintă pierderea suplimentară locală de sarcină necesară a fi preluată de către robinetul cu dublă reglare unde $G_{2.2}$ este debitul maxim de fluid ce traversează robinetul cu dublă reglare, calculat cu relația:

$$G_{2.2} = \frac{Q_{2.2}}{c_p(t_d - t_r)\rho_m} \quad [l/s]$$

Se stabilește treapta de reglare ($T_{RF}^{2.2}$) a robinetului pe baza graficelor specifice, folosind dependența funcțională:

$T_{RF}^{2.2} = f(Z_{RF}^{2.2}, G_{2.2})$

• se dimensionează circuitul consumatorului cu puterea termică $Q_{2.3}$ calculându-se succesiv mărimile:

- presiunea disponibilă

$$H_D^{23} = g\cdot(h_1+h_2+h_3)\cdot(\rho_i-\rho_d) - \sum(Rl+Z)_{2+3+4+5+7} \qquad (4.2.19)$$

- pierderea de sarcină liniară

$$R_m^{23} = \frac{(1-a)\cdot H_D^{23}}{\sum l_j} \qquad (4.2.20)$$

în care: $\Sigma l_j = 2\cdot(l_1 + h_3)$ [m]

- diametrul tronsonului, $d_1 = f(Q_{2.3}, R_m^{2.3})$;

• condiția de validare a rezultatelor este ca $\Sigma(Rl+Z)_1 \le H_D^{2.3}$, cu posibilitatea de obținere a egalității celor două mărimi prin introducerea unei pierderi locale de sarcină $Z_{RF}^{2.3}$ reglând robinetul corpului de încălzire

• se dimensionează circuitele coloanelor T4, T1 și T3 parcurgând aceleași etape, urmărind ca în noduri să se obțină egalitatea pierderilor de sarcină exprimată prin expresiile:

$\Sigma(Rl + Z)_{T2} \cong \Sigma(Rl + Z)_{T4}$; $\Sigma(Rl + Z)_{T1} \cong \Sigma(Rl + Z)_{T3}$

$\Sigma(Rl + Z)_{T2\,(T4)} + \Sigma(Rl + Z)_4 \cong \Sigma(Rl + Z)_{T3\,(T1)}$

• se dimensionează circuitul boilerului, care asigură prepararea apei calde de consum

- presiunea disponibilă

$H_d^b = g\cdot h_b\cdot(\rho_i - \rho_d)$ [Pa] (4.2.21)

- pierderea de sarcină liniară unitară

$$R_m^b = \frac{(1-a)\cdot H_D^b}{2\cdot l_b} \quad [Pa/m] \qquad (4.2.22)$$

- condiția de validare a dimensionării

$\Sigma(Rl+Z)_b \le H_d^b$

Exemplul de calcul 1

Se consideră mărimile geometrice și termice prezentate în fig. 4.2.21. Agentul termic este apa caldă cu t_d/t_r = 90/70 °C. Conductele sunt din oțel.

Instalația este prevăzută și cu un boiler pentru preparat apa caldă de consum.

Dimensionarea conductelor circuitelor instalației urmărește etapele:

• Circuitul consumatorului $Q_{2.1}$ unde se determină

- presiunea disponibilă

$H_D^{2.1} = g\cdot h_1\cdot(\rho_i - \rho_d) = 9{,}81\cdot4{,}35\cdot(977{,}81 - 965{,}34) = 532{,}13$ Pa

în care: ρ_i = 977,81 kg/m³ și ρ_d = 965,34 kg/m³, din tabelul 4.2.2.

- pierderea de sarcină liniară unitară medie

$$R_m^{2.1} = \frac{(1-a)\cdot H_D^{2.1}}{\sum l_{2.1}} = \frac{(1-0{,}33)\cdot 532{,}13}{43{,}0} = 8{,}30 \text{ Pa/m}$$

în care:

$\Sigma l_{2.1} = 2\cdot(l_{3.1} + l_3 + l_4 + l_5 + h_7) = 2\cdot(0{,}8 + 3{,}3 + 6 + 8{,}5 + 2{,}9) = 43{,}0$ m

- diametrele preliminare pe tronsoanele 3.1 - 3 - 4 - 5 și 7 în funcție de debitele de căldură Q și pierderea de sarcină liniară medie $R_m^{2.1}$ utilizând tabelul 4.2.3; calculele sunt centralizate în tabelul 4.2.10.

- pierderile de sarcină liniare unitare R și pierderile de sarcină locale Z în funcție de diametrele conductelor și a rezistențelor locale, utilizând tabelele 4.2.3, 4.2.4 și 4.2.5. Valorile coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$ sunt prezentate în tabelul 4.2.11; calculele sunt centralizate în tabelul 4.2.10.

- se verifică condiția de echilibru hidraulic

$\Sigma(Rl+Z)_{circ.\,2.1}$ = 531,36 Pa < $H_D^{2.1}$ = 532,13 Pa, pentru care abaterea medie relativă:

$$\varepsilon_r = \frac{H_D^{2.1} - \sum(Rl+Z)_{circ.2.1}}{H_D^{2.1}} = \frac{532{,}13 - 531{,}36}{532{,}13}\cdot 100 = 1{,}44\%$$

se înscrie în limitele admise considerate normale sub 10 %.

• Circuitul consumatorului $Q_{2.2}$.

- presiunea disponibilă

$H_D^{2.2} = g\cdot(h_1 + h_2)\cdot(\rho_i - \rho_d) - \Sigma(Rl+Z)_{3+4+5+7} =$
$= 9{,}81\cdot(4{,}35 + 2{,}70)\cdot12{,}47 - 494{,}41 = 368{,}02$ Pa

- pierderea de sarcină liniară unitară medie

$$R_m^{2.2} = \frac{(1-a)\cdot H_D^{22}}{\sum l_{22}} = \frac{(1-0{,}33)\cdot 368{,}02}{7{,}0} = 35{,}22 \text{ Pa/m}$$

în care $\Sigma l_{2.2} = 2\cdot(h_2 + l_{2.1}) = 2\cdot(2{,}7 + 0{,}8) = 7$ m

- diametrele preliminare și calculele hidraulice sunt centralizate în tabelul 4.2.10.

- presiunea disponibilă ce urmează a fi preluată prin reglarea fixă a robinetului corpului de încălzire:

$Z_{RF}^{2.2} = H_D^{2.2} - \Sigma(Rl+Z)_{2.1+2} = 368{,}02 - 54{,}26 = 313{,}76$ Pa

- stabilirea treptei de reglare $T_{RF}^{2.2} = f(G_{2.2}, Z_{RF}^{2.2})$ în funcție de varianta robinetului de reglare, în care:

$$G_{22} = \frac{Q_{22}}{c_p\cdot(t_d - t_r)\cdot\rho}\cdot 3600 = \frac{0{,}80}{4{,}18\cdot 20\cdot 0{,}98}\cdot 3600 = 35{,}15 \text{ l/h}$$

• Circuitul consumatorului $Q_{2.3}$:

- presiunea disponibilă a circuitului

$H_D^{2.3} = g\cdot(h_1 + h_2 + h_3)\cdot(\rho_i - \rho_d) - \Sigma(Rl+Z)_{2+3+4+5+7} =$
$= 9{,}81\cdot(4{,}35+2{,}70+2{,}70)\cdot12{,}47 - 524{,}98 = 667{,}74$ Pa

- pierderea de sarcină unitară medie

$$R_m^{23} = \frac{(1-a)\cdot H_D^{23}}{2\cdot(h_3 + l_1)} = \frac{(1-0{,}33)\cdot 667{,}74}{2\cdot(2{,}7+0{,}8)} \cong 63{,}91 \text{ Pa/m}$$

- presiunea disponibilă care urmează a fi preluată de către reglarea fixă $Z_{RF}^{2.3}$ a robinetului cu dublă reglare

$Z_{RF}^{2.3} = H_D^{2.3} - \Sigma(Rl+Z)_1 = 667{,}74 - 313{,}95 = 353{,}79$ Pa

- stabilirea treptei de reglare:

$T_{RF}^{2.3}$, = $f(G_{2.3}, Z_{RF}^{2.3})$ care se alege în funcție de tipul robinetului de reglare în care:

$$G_{23} = \frac{Q_{23}}{c_p\cdot(t_d - t_r)\cdot\rho}\cdot 3600 = \frac{3{,}10}{4{,}18\cdot 20\cdot 0{,}98}\cdot 3600 = 52{,}53 \text{ l/h}$$

• Circuitul coloanei T1.

Din datele prezentate în figura 4.2.21 rezultă că din punct de vedere termic și hidraulic, aceasta este identică cu coloana T2 dimensionată. Pentru a asigura echilibrul hidraulic în raport cu nodul de racordare trebuie compensate pierderile de sarcină aferente tronsonului 4.

Aceasta se poate realiza prin:

- montarea unui dispozitiv de reglare la baza coloanei T1

ales pentru a introduce pierderea de sarcină Z_{T1}, unde:

$Z_{T1} = f\,(G_{T1};\ \Delta P_{T1})$

în care:

$$G_{T1}=\frac{Q_{T1}}{c_p\cdot(t_d-t_i)\cdot\rho_m}\cdot 3600=\frac{3{,}10}{4{,}18\cdot 20\cdot 0{,}98}\cdot 3600=136{,}22\ l/h$$

$\Delta P_{T1} = \Sigma(Rl + Z)_4 = 120$ Pa

- redimensionarea corespunzătoare a conductelor circuitului coloanei T_1 pentru a prelua diferența de 120 Pa.

• Circuitul boilerului:

- presiunea disponibilă

$H_d^b = gh_b(\rho_i - \rho_d) - \Sigma(Rl+Z)_7 = 9{,}81\cdot 2{,}9\cdot 12{,}47 - 206{,}75 = 148$ Pa

- pierderea de sarcină liniară unitară medie

$$R_m^b=\frac{(l\cdot a)\cdot H_D^b}{2\cdot l_b}=\frac{(1-0{,}33)\cdot 148}{2\cdot 2{,}2}=22{,}54\ \text{Pa/m}$$

- diametrul conductei și calculul hidraulic sunt centralizate în tabelul 4.2.10.

- se verifică condiția de echilibru

$\Sigma(Rl+Z)_b = 135{,}2$ Pa $< H_D^b = 148$ Pa

abaterea medie relativă

$$\Sigma_v=\frac{H_D^b-\sum(Rl+Z)_b}{H_D^b}=\frac{148-135{,}2}{148}\cdot 100=8{,}7\%$$

se înscrie în limitele admise considerate normale de 10 %.

Fig. 4.2.20. Pierderi de sarcină unitare "R" pentru conducte tip "COPRAX".

Fig. 4.2.19. Pierderi de sarcină unitare "R" pentru conducte tip "ECOTUBE".

Fig. 4.2.21. Schemă de calcul a instalației bitub cu distribuție inferioară și circulație naturală.

Anexa 4.1

Tabelul 4.2.2 Densitatea apei în funcție de temperatură

[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
40,0	992,24	45,0	990,25	50,0	998,07	55,0	985,73	60,0	983,24	65,0	980,59
40,1	992,20	45,1	990,21	50,1	988,02	55,1	985,68	60,1	983,19	65,1	980,53
40,2	992,17	45,2	990,16	50,2	987,97	55,2	985,63	60,2	983,14	65,2	980,48
40,3	992,13	45,3	990,12	50,3	987,92	55,3	985,59	60,3	983,08	65,3	980,42
40,4	992,09	45,4	990,07	50,4	987,89	55,4	985,54	60,4	983,03	65,4	980,37
40,5	992,05	45,5	990,03	50,5	987,84	55,5	985,49	60,5	982,98	65,5	980,32
40,6	992,01	45,6	989,99	50,6	987,80	55,6	985,44	60,6	982,93	65,6	980,26
40,7	991,97	45,7	989,95	50,7	987,75	55,7	985,39	60,7	982,88	65,7	980,21
40,8	991,94	45,8	989,90	50,8	987,71	55,8	985,65	60,8	982,82	65,8	980,16
40,9	991,90	45,9	989,86	50,9	987,66	55,9	985,30	60,9	982,77	65,9	980,10
41,0	991,86	46,0	989,82	51,0	987,62	56,0	985,25	61,0	982,72	66,0	980,05
41,1	991,82	46,1	989,78	51,1	987,57	56,1	985,20	61,1	982,67	66,1	979,99
41,2	991,78	46,2	989,74	51,2	987,52	56,2	985,15	61,2	982,62	66,2	979,93
41,3	991,74	46,3	989,69	51,3	987,48	56,3	985,10	61,3	982,57	66,3	979,87
41,4	991,70	46,4	989,65	51,4	987,43	56,4	985,05	61,4	982,51	66,4	979,82
41,5	991,66	46,5	989,61	51,5	987,38	56,5	985,00	61,5	982,46	66,5	979,77
41,6	991,62	46,6	989,57	51,6	987,33	56,6	984,95	61,6	982,41	66,6	979,72
41,7	991,58	46,7	989,53	51,7	987,28	56,7	984,90	61,7	982,36	66,7	979,67
41,8	991,55	46,8	989,48	51,8	987,23	56,8	984,85	61,8	982,31	66,8	979,61
41,9	991,51	46,9	989,44	51,9	987,19	56,9	984,80	61,9	982,26	66,9	979,56
42,0	991,47	47,0	989,40	52,0	987,15	57,0	984,75	62,0	982,20	67,0	979,50
42,1	991,43	47,1	989,36	52,1	987,10	57,1	984,70	62,1	982,15	67,1	979,44
42,2	991,39	47,2	989,31	52,2	987,06	57,2	984,65	62,2	982,10	67,2	979,39
42,3	991,35	47,3	989,27	52,3	987,01	57,3	984,60	62,3	982,05	67,3	979,33
42,4	991,31	47,4	989,22	52,4	986,97	57,4	984,55	62,4	981,99	67,4	979,28
42,5	991,27	47,5	989,18	52,5	986,92	57,5	984,50	62,5	981,94	67,5	979,22
42,6	991,23	47,6	989,14	52,6	986,87	57,6	984,45	62,6	981,89	67,6	979,16
42,7	991,19	47,7	989,09	52,7	986,83	57,7	984,40	62,7	981,83	67,7	979,11
42,8	991,15	47,8	989,05	52,8	986,78	57,8	984,35	62,8	981,78	67,8	979,06
42,9	991,11	47,9	989,00	52,9	986,74	57,9	984,30	62,9	981,72	67,9	979,00
43,0	991,07	48,0	988,96	53,0	986,69	58,0	984,25	63,0	981,77	68,0	978,94
43,1	991,03	48,1	988,92	53,1	986,64	58,1	984,20	63,1	981,62	68,1	978,88
43,2	990,99	48,2	988,97	53,2	986,59	58,2	984,15	63,2	981,57	68,2	978,82
43,3	990,94	48,3	988,83	53,3	986,55	58,3	984,10	63,3	981,54	68,3	978,77
43,4	990,90	48,4	988,78	53,4	986,50	58,4	984,05	63,4	981,46	68,4	978,71
43,5	990,86	48,5	988,74	53,5	986,45	58,5	984,00	63,5	981,40	68,5	978,66
43,6	990,82	48,6	988,70	53,6	986,40	58,6	983,95	63,6	981,35	68,6	978,61
43,7	990,78	48,7	988,65	53,7	986,35	58,7	983,90	63,7	981,29	68,7	978,55
43,8	990,74	48,8	988,61	53,8	986,31	58,8	983,85	63,8	981,24	68,8	978,50
43,9	990,70	48,9	988,56	53,9	986,26	58,9	983,80	63,9	981,18	68,9	978,44
44,0	990,66	49,0	988,52	54,0	986,21	59,0	983,75	64,0	981,13	69,0	978,38
44,1	990,62	49,1	988,47	54,1	986,16	59,1	983,70	64,1	981,07	69,1	978,32
44,2	990,58	49,2	988,43	54,2	986,11	59,2	983,65	64,2	981,02	69,2	978,27
44,3	990,54	49,3	988,38	54,3	986,07	59,3	983,60	64,3	980,97	69,3	978,21
44,4	990,50	49,4	988,34	54,4	986,02	59,4	983,55	64,4	980,91	69,4	978,16
44,5	990,46	49,5	988,29	54,5	985,97	59,5	983,50	64,5	980,86	69,5	978,10
44,6	990,42	49,6	988,25	54,6	985,92	59,6	983,45	64,6	980,81	69,6	978,04
44,7	990,38	49,7	988,20	54,7	985,87	59,7	983,40	64,7	980,78	69,7	977,98
44,8	990,33	49,8	988,16	54,8	985,83	59,8	983,34	64,8	980,71	69,8	977,93
44,9	990,29	49,9	988,11	54,9	985,78	59,9	983,29	64,9	980,65	69,9	977,87

Tabelul 4.2.2 Densitatea apei în funcție de temperatură - continuare

[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kg/m³]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
70,0	977,81	75,0	974,89	80,0	971,83	85,0	968,65	90,0	965,34	95,0	961,92
70,1	977,75	75,1	974,83	80,1	971,77	85,1	968,58	90,1	965,28	95,1	961,85
70,2	977,70	75,2	974,77	80,2	971,71	85,2	968,52	90,2	964,21	95,2	961,78
70,3	977,64	75,3	974,71	80,3	971,65	85,3	968,46	90,3	965,15	95,3	961,71
70,4	977,58	75,4	974,65	80,4	971,58	85,4	968,39	90,4	965,08	95,4	961,64
70,5	977,52	75,5	974,59	80,5	971,52	85,5	968,33	90,5	965,01	95,5	961,57
70,6	977,46	75,6	974,53	80,6	971,46	85,6	968,27	90,6	964,94	95,6	961,50
70,7	977,40	75,7	974,46	80,7	971,40	85,7	968,20	90,7	964,88	95,7	961,43
70,8	977,35	75,8	974,41	80,8	971,33	85,8	968,14	90,8	964,81	95,8	961,36
70,9	977,29	75,9	974,35	80,9	971,27	85,9	968,07	90,9	964,74	95,9	961,29
71,0	977,23	76,0	974,29	81,0	971,21	86,0	968,00	91,0	964,67	96,0	961,22
71,1	977,17	76,1	974,23	81,1	971,14	86,1	967,93	91,1	964,61	96,1	9761,15
71,2	977,12	76,2	974,16	81,2	971,08	86,2	967,86	91,2	964,54	96,2	961,08
71,3	977,07	76,3	974,10	81,3	971,02	86,3	967,80	91,3	964,47	96,3	961,01
71,4	977,01	76,4	974,04	81,4	970,96	86,4	967,70	91,4	964,40	96,4	960,91
71,5	976,95	76,5	973,98	81,5	970,84	86,5	967,67	91,5	964,33	96,5	960,87
71,6	976,90	76,6	973,92	81,6	970,83	86,6	967,61	91,6	964,26	96,6	960,80
71,7	976,84	76,7	973,86	81,7	970,77	86,7	967,54	91,7	964,19	96,7	960,73
71,8	976,78	76,8	973,80	81,8	970,70	86,8	967,48	91,8	964,13	96,8	960,66
71,9	976,72	76,9	973,74	81,9	970,63	86,9	967,41	91,9	964,05	96,9	960,59
72,0	976,66	77,0	973,68	82,0	970,57	87,0	967,34	92,0	963,99	97,0	960,51
72,1	976,60	77,1	973,62	82,1	970,50	87,1	967,28	92,1	963,92	97,1	960,44
72,2	976,54	77,2	973,55	82,2	970,44	87,2	967,21	92,2	963,85	97,2	960,37
72,3	976,48	77,3	973,49	82,3	970,38	87,3	967,14	92,3	963,78	97,3	960,30
72,4	976,42	77,4	973,43	82,4	970,32	87,4	967,08	92,4	963,71	97,4	960,23
72,5	976,36	77,5	973,37	82,5	970,25	87,5	967,01	92,5	963,65	97,5	960,16
72,6	976,30	77,6	973,31	82,6	970,19	87,6	966,95	92,6	963,58	97,6	960,09
72,7	976,25	77,7	973,25	82,7	970,06	87,7	966,89	92,7	963,51	97,7	960,02
72,8	976,19	77,8	973,19	82,8	970,03	87,8	966,81	92,8	963,44	97,8	959,95
72,9	976,13	77,9	973,13	82,9	970,00	87,9	966,74	92,9	963,37	97,9	959,88
73,0	976,07	78,0	973,07	83,0	969,94	88,0	966,66	93,0	963,30	98,0	959,81
73,1	976,01	78,1	973,01	83,1	969,87	88,1	966,62	93,1	963,23	98,1	959,74
73,2	975,95	78,2	972,95	83,2	969,81	88,2	966,55	93,2	963,16	98,2	959,67
73,3	975,89	78,3	972,88	83,3	969,75	88,3	966,48	93,3	963,10	98,3	959,60
73,4	975,83	78,4	972,82	83,4	969,68	88,4	966,41	93,4	963,03	98,4	959,53
73,5	975,77	78,5	972,76	83,5	969,62	88,5	966,35	93,5	962,96	98,5	959,46
73,6	975,71	78,6	972,70	83,6	969,56	88,6	966,28	93,6	962,89	98,6	959,36
73,7	975,67	78,7	972,63	83,7	969,50	88,7	966,21	93,7	962,82	98,7	959,32
73,8	975,60	78,8	972,57	83,8	969,43	88,8	966,14	93,8	962,75	98,8	959,24
73,9	975,54	78,9	972,51	83,9	969,37	88,9	966,08	93,9	962,68	98,9	959,17

Tabelul 4.2.3 Pierderi de sarcină unitare "R" pentru conducte din oțel, la Δt = 20 K

Tipul conductei		Conducte din oțel obișnuit pentru instalații						
Diametrul	nominal	in	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2
	interior	mm	12,25	15,75	21,25	27	35.75	41,25
R [Pa/m]		Q debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]						
1		2	3	4	5	6	7	8
0,5		Q	—	—	0,53	1,05	2,31	3,45
		v	—	—	0,02	0,025	0,03	0,03
1		Q	—	0,35	0,82	1,57	3,44	5,08
		v	—	0,02	0,03	0,035	0,04	0,045
1,5		Q	—	0,45	1,05	2,01	4,35	6,42
		v	—	0,03	0,035	0,045	0,05	0,06
2		Q	—	0,54	1,24	2,38	5,13	7,56
		v	—	0,035	0,045	0,05	0,06	0,07
3		Q	0,35	0,69	1,57	3	6,45	9,51
		v	0,035	0,045	0,05	0,06	0,08	0,09
4		Q	0,42	0,81	1,84	3,52	7,58	11,2
		v	0,045	0,05	0,06	0,08	0,09	0,1
5		Q	0,47	0,92	2,08	4	8,59	12,7
		v	0,05	0,06	0,07	0,09	0,11	0,12
6		Q	0,52	1,02	2,31	4,43	9,57	14,1
		v	0,05	0,06	0,08	0,10	0,1	0,13
7		Q	0,57	1,11	2,52	4,84	10,4	15,3
		v	0,06	0,07	0,09	0,1	0,13	0,14
8		Q	0,61	1,2	2,72	5,2	11,2	16,5
		v	0,06	0,08	0,09	0,11	0,14	0,15
9		Q	0,65	1,28	2,91	5,57	12	17,7
		v	0,07	0,08	0,10	0,12	0,15	0,16
10		Q	0,69	1,36	3,09	5,91	12,7	18,7
		v	0,07	0,09	0,11	0,13	0,16	0,17
15		Q	0,87	1,71	3,87	7,42	15,8	23,5
		v	0,09	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22
20		Q	1,02	2	4,54	8,69	18,6	27,6
		v	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	0,26
30		Q	1,28	2,52	5,69	10,9	23,3	34,1
		v	0,13	0,16	0,2	0,24	0,28	0,32
40		Q	1,5	2,95	6,72	12,7	27,1	39,8
		v	0,16	0,19	0,24	0,28	0,34	0,36
50		Q	1,7	3,35	7,56	14,3	30,6	44,9
		v	0,18	0,22	0,26	0,3	0,38	0,42
60		Q	1,9	3,7	8,37	15,8	33,6	49,8
		v	0,2	0,24	0,3	0,34	0,42	0,46
80		Q	2,21	4,33	9,76	18,6	39,2	57,9
		v	0,24	0,28	0,34	0,4	0,48	0,55
100		Q	2,49	4,92	11	20,9	44,1	65,1
		v	0,26	0,32	0,38	0,44	0,55	0,6
120		Q	2,74	5,41	12,2	23	48,6	71,6
		v	0,28	0,34	0,42	0,5	0,6	0,65
160		Q	3,19	6,32	14,2	26,7	56,6	83,3
		v	0,34	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75
200		Q	3,61	7,14	15,9	30,1	63,8	93,5
		v	0,38	0,46	0,55	0,65	0,8	0,85
240		Q	3,98	7,84	17,6	33,1	70,5	103
		v	0,42	0,5	0,6	0,72	0,85	0,95
300		Q	4,5	8,86	19,8	37,6	79,3	116
		v	0,46	0,55	0,7	0,8	0,95	1,1

Tabelul 4.2.3 Pierderi de sarcină unitare liniare "R" pentru conducte din oțel, la Δt = 20 K - continuare

Tipul conductei		Conducte din oțel obișnuit pentru instalații					
Diametrul	nominal	mm	57·3	70·3,5	76·3,5	89·3,5	95·3,5
	interior	mm	51	63	69	82	88
R [Pa/m]		Q debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]					
1		2	3	4	5	6	7
0,5		Q	6,33	11,4	14,4	22,7	27,1
		v	0,035	0,045	0,045	0,05	0,05
1		Q	9,41	16,9	21,5	33,7	40,1
		v	0,06	0,06	0,07	0,08	0,08
1,5		Q	11,9	21,3	27	42,1	50,2
		v	0,07	0,08	0,09	0,1	0,1
2		Q	14	25	31,7	49,4	58,8
		v	0,08	0,1	0,1	0,11	0,12
3		Q	17,4	31,3	40,1	62	73,7
		v	0,1	0,12	0,13	0,14	0,15
4		Q	20,5	36,6	46,6	72,6	86,5
		v	0,12	0,14	0,15	0,17	0,17
5		Q	23,1	41,4	52,8	82,1	97,7
		v	0,14	0,16	0,17	0,19	0,2
6		Q	25,6	45,9	58,3	91,8	108
		v	0,15	0,18	0,19	0,2	0,22
7		Q	27,9	50	63,3	98,9	117
		v	0,16	0,19	0,2	0,22	0,24
8		Q	30,1	53,7	68,6	106	127
		v	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26
9		Q	32,1	57,4	73,3	113	134
		v	0,19	0,22	0,24	0,26	0,28
10		Q	34	61,1	77,3	120	142
		v	0,2	0,24	0,24	0,28	0,28
15		Q	42,9	75,9	96,5	149	178
		v	0,26	0,3	0,3	0,34	0,36
20		Q	50	88,5	112	174	207
		v	0,3	0,34	0,36	0,4	0,42
30		Q	61,9	110	139	216	257
		v	0,36	0,42	0,44	0,5	0,5
40		Q	72,4	128	163	252	299
		v	0,42	0,5	0,5	0,6	0,6
50		Q	81,2	144	182	284	336
		v	0,48	0,55	0,6	0,65	0,7
60		Q	89	158	202	313	370
		v	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
80		Q	104	185	236	365	430
		v	0,6	0,7	0,75	0,85	0,95
100		Q	117	208	264	408	483
		v	0,7	0,8	0,85	0,95	1
120		Q	129	229	269	449	531
		v	0,75	0,85	0,95	1	1,1
160		Q	150	266	337	520	617
		v	0,9	1	1,1	1,2	1,2
200		Q	169	299	379	584	693
		v	1	1,1	1,2	1,3	1,4
240		Q	185	329	417	643	763
		v	1,1	1,3	1,3	1,5	1,5
300		Q	208	369	467	722	855
		v	1,2	1,4	1,5	1,7	1,7

Tabelul 4.2.3 Pierderi de sarcină unitare liniare "R" pentru conducte din oțel, la Δt = 20 K - continuare

Tipul conductei		Conducte din oțel obișnuit pentru instalații						
Diametrul	nominal	mm	108·4	121·4	133·4	146·4,5	159·5	194·7
	interior	mm	100	113	125	137	149	180
R [Pa/m]		Q debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]						
1		2	3	4	5	6	7	8
0,5		Q	39	53,4	70,1	89,9	115	187
		v	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09
1		Q	57,4	78,4	103	131	169	267
		v	0,09	0,1	0,1	0,11	0,12	0,13
1,5		Q	72	98,4	129	165	210	343
		v	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,17
2		Q	84,4	115	151	193	248	400
		v	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,19
3		Q	105	144	189	241	308	500
		v	0,16	0,18	0,19	0,20	0,22	0,24
4		Q	123	169	220	281	359	585
		v	0,19	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28
5		Q	141	191	249	319	407	659
		v	0,22	0,24	0,24	0,26	0,28	0,32
6		Q	156	209	279	352	445	727
		v	0,24	0,26	0,28	0,3	0,32	0,36
7		Q	169	229	301	383	484	787
		v	0,26	0,28	0,3	0,32	0,34	0,38
8		Q	181	245	323	410	516	844
		v	0,28	0,3	0,32	0,34	0,36	0,4
9		Q	192	262	343	436	547	898
		v	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38	0,44
10		Q	202	278	363	462	580	950
		v	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4	0,46
15		Q	253	344	450	576	734	1186
		v	0,4	0,42	0,46	0,48	0,5	0,55
20		Q	298	401	524	669	855	1372
		v	0,46	0,5	0,55	0,55	0,6	0,65
30		Q	367	497	652	827	1057	1698
		v	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8
40		Q	428	579	762	962	1221	1965
		v	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,95
50		Q	480	651	856	1083	1372	2221
		v	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,1
60		Q	528	716	937	1186	1511	2442
		v	0,8	0,9	0,95	1	1,1	1,2
80		Q	614	833	1086	1384	1768	2826
		v	0,95	1	1,1	1,2	1,2	1,4
100		Q	691	935	1221	1547	1977	3175
		v	1,1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
120		Q	759	1028	1337	1710	2175	3477
		v	1,2	1,3	1,3	1,4	1,5	1,7
160		Q	881	1198	1558	1977	2512	4036
		v	1,4	1,5	1,6	1,6	1,8	1,9
200		Q	987	1337	1744	2221	2826	4536
		v	1,5	1,6	1,7	1,9	2	2,2
240		Q	1084	1465	1919	2442	3105	4978
		v	1,7	1,8	1,9	2	2,2	2,4
300		Q	1209	1651	2151	2733	3477	5582
		v	1,9	2	2,2	2,2	2,4	[illegible]

Tabel 4.2.4. Coeficienți de rezistență locală ξ, funcție de material și mărimi geometrice

Nr. crt.	Denumire	Simbol	Material Date	Coeficient de rezistență locală						
Curbe și coturi la 90°										
1	Curbe	d, r	R/d	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
			Oțel	-	0,5	0,35	0,30	0,30	0,00	0,00
			Cupru	1,00	0,35	0,20	0,15	-	-	-
			Termoplastice	Cald	0,21	0,14	-	0,11	-	0,09
				Turnate	0,51	0,30	-	0,23	-	0,18
2	Cot drept	cot drept Ø	Diametru Φ [in]	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2
			Oțel	2	2	1,5	1,5	1	1	1
			Cupru				0,7			
			Termoplastice	Cald			1,13			
				Turnate			1,27			
Teuri de trecere cu derivații la 90°										
3	La separare	v, v_1, v_2	v_2/v	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2	-
			Oțel	12	7	3,5	2,5	2	1	
			Cupru				1,30			
			Termoplastice				1,30			
			v_1/v		0,5				1	
			Oțel		0,5				0	
			Cupru				0,3			
			Termoplastice				0,3			
4	La separare	v, v_1, v_2	v_2/v	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	-	-
			Oțel	1	0,5	1	1,3	1,5		
			Cupru				0,9			
			Termoplastice				0,9			
			v_1/v	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	
			Oțel	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0,0	
			Cupru				0,6			
			Termoplastice				0,6			
Teuri de trecere cu derivații la 45°										
5	La separare	v, v_1, v_2, 45°	v_2/v	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2	-
			Oțel	7	4	1,5	0,8	0,6	0,5	
			Cupru				0,9			
			Termoplastice				0,9			
			v_1/v		0,5				1	
			Oțel		0,5				0,0	
			Cupru				0,3			
			Termoplastice				0,4			
6	La împreunare	d,v; d_1,v_1; d_2,v_2; 45°	Oțel: d_2/d \ v_2/v	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	-	-
			0,3	0,3	0,8					
			0,4	-1	0,8	1	0,8			
			0,5	-3	0,3	0,8	0,8			
			0,7		-0,5	0,5	1	1		
			1							
			Cupru				0,4			
			Termoplastice				0,3			
			Oțel: d_1/d \ v_1/v		0,6	0,8	1			
			<1		0,3	0,3				
			1		0,5	0,3				
			Cupru				0,2			
			Termoplastice				0,2			
Teuri de trecere în contracurent										
7	La separare	v_2, v	v_2/v	0,4	0,6	0,8	1	1,3	1,5	2
			Oțel	6,5	3	1,8	1,3	1	0,8	0,5
			Cupru				1,5			
			Termoplastice				1,3			

Tabel 4.2.4. (continuare)

8	La împreunare	(simbol: d_2, v_2; d,v)	Oțel	v_2/v / d_2/d	0,3	0,5	0,7			
				0,5	5	1,3	1			
				0,7	6,5	2	1,3			
				0,8	9	3	1,8			
			Cupru		2					
			Termoplastice		3					
Robinete și armături de sens										
9	Robinete cu ventil și scaun oblic		Diametru Φ [in]		3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	>2
			Oțel		3,5	3,5	3	3	2,3	2,3	2
			Cupru		-	3,5	2,5	2	2	2	0,7
			Termoplastice		-	3,5	2,5	2	2	2	0,7
10	Robinete cu sertar		Oțel		1	1	0,5	0,5	0,3	0,3	0,3
			Cupru								
			Termoplastice		2	2	1,5	1,5	1	1	0,65
11	Robinete cu ventil și scaun drept		Oțel		10	10	7	7	5	5	4
			Cupru		10	10	8,5	7	6	5	5
			Termoplastice		10	10	8,5	7	6	5	5
12	Robinet drept de radiator		Oțel		8,5	8,5	6	6	5	5	4
			Cupru		10	10	8,5	7	6	5	5
			Termoplastice		10	10	8,5	7	6	6	5
13	Robinet colțar de radiator		Oțel		4	4	2	2	2	2	
			Cupru		2	2	2	2	2	2	2
			Termoplastice			4	2	2	2	2	3,5
14	Robinet de închidere sferic		Pentru toate materialele		0,5						
15	Schimbare de nivel (curba etaj)		Pentru toate materialele		0,5						
16	Clapetă cu ventil		Dn 20		4,6...6						
			Dn 25 la Dn 50		3,6...5						
17	Clapetă de sens		D_n [mm]		25	40	50	100	200		
			ξ		2,5	2,5	1,9	1,2	1,0		
18	Distribuitor		Pentru toate materialele		0,5						
19	Colector		Pentru toate materialele		1						
20	Lira de dilatare		Pentru toate materialele		1						
21	Compensator axial		Pentru toate materialele		2						
22	Supapă de siguranță		Pentru toate materialele		5						
23	Cazan				2,5						
24	Corp de încălzire radiant				2,5						
25	Corp de încălzire cu plăci				3,5						
26	Racorduri de rezervoare		Intrare		1						
			Ieșire		0.5						

Tabelul 4.2.5 Pierderi de sarcină unitare locale „Z", pentru conducte din oțel și $\Sigma\xi = 1$, la încălzirea cu apă caldă

Viteza apei v [m/s]	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
Z [Pa]	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8	1	1,3	1,8	2,5	3,2	4,1
Viteza apei v [m/s]	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3	0,35	0,4
Z [Pa]	5	7	10	12	16	20	24	29	34	39	45	61	80
Viteza apei v [m/s]	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	0,035	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
Z [Pa]	100	125	180	245	320	405	500	605	720	845	980	1130	1280

Tabelul 4.2.7 Pierderi de sarcină liniară unitare "R" pentru conducte din cupru, la $\Delta t = 1$ K

R [Pa/m]	Debit [kg/h] Viteza [m/s]	Diametrul conductelor [mm]										
		6 · 1	8 · 1	10 · 1	12 · 1	15 · 1	18 · 1	22 · 1	28 · 1,5	35 · 1,5	42 · 1,5	54 · 2
0,5	G	0,0313	0,159	0,501	1,22	3,5	8,02	19,60	47,80	74,40	129	256
	v	0,0007	0,0016	0,0029	0,0045	0,0075	0,0114	0,0178	0,0278	0,0265	0,0308	0,0372
1	G	0,0627	0,317	1	2,45	6,99	16	39,2	56,5	112	194	383
	v	0,0014	0,0032	0,0057	0,0089	0,0151	0,0228	0,0356	0,0329	0,0399	0,0463	0,0557
1,5	G	0,094	0,476	1,5	3,67	10,5	24,1	38,6	71,9	142	245	484
	v	0,0021	0,0048	0,0086	0,0134	0,0226	0,0342	0,0352	0,0419	0,0506	0,0586	0,0704
2	G	0,125	0,634	2,01	4,9	14	32,1	45,9	85,2	168	290	571
	v	0,0029	0,0064	0,0114	0,0178	0,0301	0,0456	0,0417	0,0496	0,0598	0,0693	0,0831
2,2	G	0,138	0,698	2,21	5,38	15,4	35,3	48,5	90,1	178	306	603
	v	0,0031	0,0071	0,0125	0,0196	0,0331	0,0502	0,0442	0,0525	0,0632	0,0732	0,0878
2,4	G	0,15	0,761	2,41	5,87	16,8	27,4	51,1	94,8	187	322	634
	v	0,0034	0,0077	0,0137	0,0214	0,0361	0,039	0,0465	0,0552	0,0665	0,077	0,0923
2,6	G	0,163	0,825	2,61	6,36	18,2	28,8	53,6	99,4	196	337	663
	v	0,0037	0,0083	0,0148	0,0232	0,0391	0,0409	0,0488	0,0579	0,0697	0,0806	0,0966
2,8	G	0,175	0,888	2,81	6,85	19,6	30,1	56	104	205	352	692
	v	0,004	0,009	0,016	0,0249	0,0422	0,0428	0,0509	0,0604	0,0727	0,0842	0,101
3	G	0,188	0,952	3,01	7,34	21	31,4	58,3	108	213	366	720
	v	0,0043	0,0096	0,0171	0,0267	0,0452	0,0446	0,0531	0,0629	0,0757	0,0876	0,105
3,3	G	0,207	1,05	3,31	8,08	23,1	33,2	61,7	114	225	387	760
	v	0,0047	0,0106	0,0188	0,0294	0,0497	0,0472	0,0561	0,0665	0,08	0,0925	0,111
3,6	G	0,226	1,114	3,61	8,81	24,1	34,9	64,9	120	237	406	799
	v	0,0051	0,0115	0,0205	0,0321	0,0502	0,057	0,0591	0,07	0,0842	0,0973	0,116
4	G	0,251	1,27	4,01	9,79	24,6	37,2	69,1	128	252	432	849
	v	0,0057	0,0128	0,0228	0,0356	0,051	0,0529	0,0629	0,0745	0,0894	0,103	0,124
4,5	G	0,282	1,43	4,51	11	25,1	39,9	74	137	269	462	908
	v	0,0064	0,0144	0,0257	0,0401	0,0522	0,0567	0,0674	0,0797	0,0957	0,111	0,132
5	G	0,313	1,59	5,01	12,2	25,8	42,5	78,8	146	286	491	964
	v	0,0071	0,016	0,0285	0,0445	0,0533	0,0604	0,0717	0,0848	0,102	0,117	0,14
5,5	G	0,345	1,74	5,51	13,5	26,5	44,9	83,3	154	302	518	1018
	v	0,0078	0,0176	0,0314	0,049	0,0543	0,0639	0,0758	0,0896	0,107	0,124	0,148
6	G	0,376	1,9	6,02	14,7	27,1	47,3	87,6	162	318	545	1069
	v	0,0086	0,0192	0,0342	0,0535	0,0572	0,0673	0,0798	0,0943	0,113	0,13	0,156
6,5	G	0,407	2,06	6,52	15,9	27,9	49,6	91,8	170	333	570	1119
	v	0,0093	0,0208	0,0371	0,0579	0,06	0,0705	0,0836	0,0987	0,118	0,137	0,163
7	G	0,439	2,22	7,02	16,5	29,1	51,8	95,9	177	347	595	1167
	v	0,01	0,0225	0,0399	0,0604	0,0627	0,0737	0,0873	0,103	0,124	0,142	0,17
7,5	G	0,47	2,38	7,52	17,1	30,3	53,9	99,8	184	361	619	1214
	v	0,0107	0,0241	0,0428	0,061	0,0653	0,0767	0,0909	0,107	0,128	0,148	0,177
8	G	0,501	2,54	8,02	17,5	31,5	56	104	191	375	642	1259
	v	0,0114	0,0257	0,0456	0,065	0,0679	0,0797	0,0943	0,111	0,133	0,154	0,183
9	G	0,564	2,85	9,02	17,9	33,8	60	111	205	401	687	1346
	v	0,0128	0,0289	0,0513	0,066	0,0728	0,0854	0,101	0,119	0,143	0,164	0,196
10	G	0,627	3,17	10	18,1	36	63,9	118	218	426	729	1429
	v	0,0143	0,0321	0,057	0,067	0,0775	0,0908	0,107	0,127	0,152	0,175	0,208
11	G	0,689	3,49	11	18,3	38	67,5	125	230	450	770	1508
	v	0,0157	0,0335	0,0627	0,069	0,0819	0,096	0,114	0,134	0,16	0,184	0,22
12	G	0,752	3,81	12	19,3	40	71,1	131	242	473	809	1584
	v	0,0171	0,0385	0,0684	0,0703	0,0863	0,101	0,119	0,141	0,168	0,194	0,231

Tabelul 4.2.7 Pierderi de sarcină liniară unitare "R" pentru conducte din cupru, la Δt = 1 K - continuare

R [Pa/m]	Debit [kg/h] Viteza [m/s]	Diametrul conductelor [mm]										
		6 · 1	8 · 1	10 · 1	12 · 1	15 · 1	18 · 1	22 · 1	28 · 1,5	35 · 1,5	42 · 1,5	54 · 2
13	G	0,815	4,12	13	20,3	42	74,5	137	253	495	847	1657
	v	0,0185	0,0417	0,0741	0,0737	0,0904	0,106	0,125	0,147	0,176	0,203	0,241
14	G	0,877	4,44	14	21,2	43,8	77,8	143	264	517	883	1728
	v	0,02	0,0449	0,0798	0,077	0,0944	0,111	0,131	0,154	0,184	0,211	0,252
15	G	0,94	4,76	15	22,1	45,7	81	149	275	537	919	1796
	v	0,0214	0,0481	0,0855	0,0803	0,0984	0,115	0,136	0,16	0,191	0,22	0,262
16	G	1	5,08	16	22,9	47,4	84,1	155	285	558	953	1863
	v	0,0228	0,0513	0,0912	0,0834	0,102	0,12	0,141	0,166	0,198	0,228	0,271
17	G	1,07	5,39	17	23,8	49,1	87,1	161	295	577	986	1928
	v	0,0242	0,0545	0,0969	0,0865	0,106	0,124	0,146	0,172	0,205	0,236	0,281
18	G	1,13	5,71	18	24,6	50,8	90	166	305	596	1019	1991
	v	0,0257	0,0577	0,103	0,0895	0,109	0,128	0,151	0,178	0,212	0,244	0,290
19	G	1,19	6,03	13,6	25,4	52,5	92,9	171	315	615	1050	2052
	v	0,0271	0,0609	0,0775	0,0924	0,113	0,132	0,156	0,183	0,219	0,251	0,299
20	G	1,25	6,34	14	26,2	54,1	95,7	176	324	633	1081	2113
	v	0,0285	0,0641	0,0799	0,0952	0,116	0,136	0,16	0,189	0,225	0,259	0,308
22	G	1,38	6,98	14,9	27,7	57,2	101	186	342	668	1141	2229
	v	0,0314	0,0706	0.0846	0,101	0,123	0,144	0,17	0,199	0,238	0,273	0,325
24	G	1,5	7,61	15,7	29,1	60,1	106	196	360	702	1199	2341
	v	0,0342	0.077	0.0891	0,106	0,13	0,151	0,178	0,209	0,25	0,287	0,341
26	G	1,63	8,25	16,4	30,5	63	111	205	376	735	1254	2448
	v	0,0371	0,0834	0,0934	0,111	0,136	0,158	0,187	0,219	0,261	0.3	0,356
28	G	1,75	8.88	17,2	31,9	65,8	116	214	393	767	1308	2552
	v	0,0399	0.0898	0,0976	0,116	0,142	0,165	0,195	0,229	0,273	0,313	0,372
30	G	1,88	9,52	17,9	33,2	68,5	121	223	408	797	1360	2653
	v	0,0428	0,0962	0,102	0,121	0,148	0,172	0,203	0,238	0,283	0,325	0,386
33	G	2,07	10,5	18,9	35,1	72,4	128	235	431	841	1435	2799
	v	0,047	0,106	0,108	0,128	0,156	0,182	0,214	0,251	0,299	0,343	0,408
36	G	2,26	11,4	19,9	37	76,2	135	247	453	884	1507	2939
	v	0,0513	0,115	0,113	0,135	0,164	0,191	0,225	0,264	0,314	0,361	0,428
40	G	2,51	11,8	21,2	39,3	81	143	263	481	938	1599	3117
	v	0,057	0,118	0,121	0,143	0,174	0,203	0,239	0,28	0,333	0,383	0,454
45	G	2,82	12,1	22,7	42,1	86,7	153	281	515	1003	1708	3329
	v	0,0641	0,122	0,129	0,153	0,187	0,218	0,256	0,3	0,356	0,409	0,485
50	G	3,13	12,3	24,2	44,8	92,1	163	298	546	1064	1813	3531
	v	0,0713	0,125	0,138	0,163	0,198	0,231	0,271	0,318	0,378	0,434	0,514
55	G	3,45	12,5	25,6	47,4	97,4	172	315	577	1123	1912	3724
	v	0,0748	0,126	0,146	0,172	0,21	0,244	0,287	0,336	0,399	0,458	0,542
60	G	3,76	12,6	26,9	49,9	102	180	331	606	1179	2008	3910
	v	0,0855	0,127	0,153	0,181	0,221	0,257	0,301	0,353	0,419	0,481	0,569
65	G	4,07	12,7	28,2	52,2	107	189	346	634	1234	2100	4088
	v	0,0927	0,129	0,161	0,19	0,231	0,269	0,315	0,369	0,439	0,503	0,595
70	G	4,39	13,3	29,5	54,5	112	197	361	661	1286	2189	4261
	v	0,0998	0,134	0,168	0,199	0,241	0,28	0,329	0,385	0,457	0,524	0,62
75	G	4,70	13,8	30,7	56,8	116	205	376	687	1337	2275	4428
	v	0,107	0,14	0,175	0,207	0,251	0,292	0,342	0,4	0,475	0,545	0,645
80	G	5,01	14,4	31,9	58,9	121	213	390	713	1387	2359	4590
	v	0,114	0,145	0,181	0,215	0,26	0,303	0,355	0,415	0,493	0,565	0,668
90	G	5,64	15,4	34,2	63,1	129	228	417	762	1481	2520	4900
	v	0,128	0,156	0,194	0,230	0,279	0,324	0,379	0,444	0,527	0,603	0,714
100	G	5,9	16,4	363	67,1	137	242	443	809	1572	2672	5196
	v	0,133	0,166	0,207	0,244	0,296	0,344	0,403	0,471	0,559	0,64	0,757
110	G	6,1	17,4	38,4	70,9	145	255	467	853	1658	2819	5479
	v	0,145	0,175	0,218	0,258	0,313	0,363	0,425	0,497	0,589	0.675	0,798

Tabelul 4.2.7 Pierderi de sarcină liniare unitare "R" pentru conducte din cupru, la Δt = 1 K - continuare												
R [Pa/m]	Debit [kg/h] Viteza [m/s]	Diametrul conductelor [mm]										
		6 · 1	8 · 1	10 · 1	12 · 1	15 · 1	18 · 1	22 · 1	28 · 1,5	35 · 1,5	42 · 1,5	54 · 2
120	G	6,5	18,3	40,4	74,5	153	268	491	896	1741	2959	5750
	v	0,15	0,185	0,23	0,271	0,329	0,381	0,447	0,522	0,619	0,708	0,837
130	G	6,8	19,1	42,3	78,1	160	281	514	938	1820	3094	6011
	v	0,155	0,0194	0,241	0,284	0,344	0,399	0,467	0,546	0,647	0,740	0,875
140	G	6,9	20	44,2	81,5	167	293	536	977	1898	3224	6263
	v	0,16	0,202	0,251	0,297	0,359	0,416	0,487	0,569	0,675	0,772	0,912
150	G	7,1	20,8	46	84,8	173	305	557	1016	1972	3350	6507
	v	0,165	0,211	0,262	0,309	0,373	0,433	0,507	0,592	0,701	0,802	0,947
160	G	7,25	21,6	47,8	88	180	316	578	1054	2045	3473	6744
	v	0,17	0,219	0,272	0,32	0,387	0,449	0,526	0,614	0,727	0,831	0,982
170	G	7,5	22,4	49,5	91,1	186	327	598	1090	2115	3592	6974
	v	0,175	0,227	0,281	0,322	0,401	0,465	0,544	0,635	0,752	0,86	1,02
180	G	7,85	23,2	51,1	94,2	192	338	617	1126	2184	3708	7198
	v	0,18	0,234	0,291	0,343	0,414	0,48	0,562	0,656	0,776	0,887	1,05
190	G	8,1	23,9	52,8	97,1	198	348	636	1160	2250	3821	7416
	v	0,185	0,242	0,3	0,354	0,427	0,495	0,579	0,676	0,8	0,914	1,08
200	G	8,3	24,7	54,4	100	204	359	655	1194	2316	3932	7630
	v	0,19	0,249	0,309	0,364	0,44	0,51	0,596	0,696	0,823	0,941	1,11
220	G	8,48	26,1	57,4	106	216	378	691	1260	2442	4145	8042
	v	0,195	0,264	0,327	0,385	0,465	0,538	0,629	0,734	0,868	0,992	1,17
240	G	8,93	27,4	60,4	111	227	398	726	1323	2563	4350	8438
	v	0,203	0,277	0,344	0,404	0,488	0,565	0,661	0,77	0,911	1,04	1,23
260	G	9,36	28,7	63,3	116	237	416	759	1383	2680	4548	8819
	v	0,213	0,291	0,36	0,423	0,511	0,591	0,691	0,806	0,953	1,09	1,28
280	G	9,78	30	66	121	247	434	791	1442	2793	4738	9187
	v	0,223	0,303	0,375	0,442	0,533	0,617	0,72	0,84	0,993	1,13	1,34
300	G	10,2	31,2	68,7	126	257	451	823	1498	2902	4923	9543
	v	0,232	0,316	0,391	0,459	0,554	0,641	0,749	0,873	1,03	1,18	1,39
330	G	10,8	33	72,6	133	272	476	868	1580	3060	5189	10057
	v	0,245	0,334	0,413	0,485	0,585	0,677	0,79	0,92	1,09	1,24	1,46
360	G	11,3	34,7	76,3	140	285	500	911	1659	3211	5445	10551
	v	0,258	0,351	0,434	0,51	0,614	0,711	0,829	0,966	1,14	1,3	1,54
400	G	12,1	36,9	81	149	303	530	967	1759	3405	5771	11180
	v	0,275	0,373	0,461	0,541	0,652	0,754	0,88	1,02	1,21	1,38	1,63
450	G	12,9	39,5	86,7	159	324	567	1033	1878	3634	6159	11927
	v	0,294	0,399	0,493	0,579	0,697	0,806	0,94	1,09	1,29	1,47	1,74
500	G	13,8	42	92,1	169	343	601	1095	1992	3852	6527	12637
	v	0,313	0,425	0,524	0,615	0,74	0,855	0,997	1,16	1,37	1,56	1,84
550	G	14,6	44,4	97,3	178	362	634	1155	2100	4061	6879	13315
	v	0,331	0,449	0,553	0,649	0,781	0,902	1,05	1,22	1,44	1,65	1,94
600	G	15,3	46,6	102	187	381	666	1213	2204	4261	7217	13966
	v	0,348	0,472	0,581	0,682	0,82	0,947	1,1	1,28	1,51	1,73	2,03

Tabelul 4.2.6 Viteze recomandate pentru circulația agentului termic în conducte din oțel [m/s]					
Diametrul nominal al conductei [in]	Rețele		Diametrul nominal al conductei [mm]	Rețele	
	interioare	exterioare		interioare	exterioare
3/8	0,20 ... 0,35	–	63 ... 76	0,50 ... 0,90	0,60 ... 1,10
1/2	0,20 ... 0,40	–	83 ... 95	0,65 ... 1,10	0,70 ... 1,15
3/4	0,30 ... 0,45	–	102 ... 127	0,70 ... 1,15	0,90 ... 1,35
1	0,30 ... 0,60	0,40 ... 0,70	133 ... 152	0,90 ... 1,35	1,20 ... 1,70
1 1/4	0,50 ... 0,65	0,50 ... 0,75	168 ... 219	1,20 ... 1,70	1,40 ... 2,00
1 1/2	0,50 ... 0,70	0,50 ... 0,80	247 ... 324	1,50 ... 2,00	1,70 ... 2,40
2	0,50 ... 0,80	0,55 ... 1,00	317 ... 521	–	2,10 ... 2,80
			peste 521	–	2,40 ... 3,00

Tabelul 4.2.10 Dimensionarea conductelor bitub, cu distribuție inferioară și circulație naturală										
Nr. tr.	Q [kW]	L [m]	d [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · 1 [Pa]	Z [Pa]	(Rl + Z) [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
a. Circuitul consumatorului $Q_{2.1}$										
3,1	1,1	1,6	1/2	0,07	7	10,3	11,2	25,75	36,95	36,95
3	3,1	6,6	3/4	0,11	10	0,7	66	4,2	70,2	107,15
4	6,2	12	1	0,13	10	0	120	—	120	227,15
5	12,4	17	1 1/2	0,12	5	1,78	85	12,46	97,46	324,61
7	24,4	5,8	1 1/2	0,23	16	4,3	92,8	113,95	206,75	531,36
b. Circuitul consumatorului $Q_{2.2}$										
2,1	0,8	1,6	1/2	0,05	4	13,3	6,4	17,29	23,69	23,69
2	2	5,4	3/4	0,07	5	1,43	27	3,57	30,57	54,26
c. Circuitul consumatorului $Q_{2.3}$										
1	1,2	7	3/8	0,13	30	11,55	210	103,95	313,95	$T_{RP} = 0$
d. Circuitul consumatorului $Q_{1.1}$										
10,1	1,1	1,6	1/2	0,07	7	13,7	21,92	34,25	56,17	56,17
10	3,1	6,6	3/4	0,11	10	4,2	66	25,2	91,2	147,37
e. Circuitul consumatorului $Q_{1.2}$										
9,1	0,8	1,6	1/2	0,05	4	13,25	6,4	17,22	23,62	23,62
9	2	5,4	3/4	0,07	5	1,55	27	3,87	30,87	54,49
f. Circuitul consumatorului $Q_{1.3}$										
8	1,2	7	3/8	0,13	30	11,4	210	91,2	301,2	301,2
g. Circuitul boilerului										
6	12	4,4	1 1/4	0,16	10	7,6	44	91,2	135,2	135,2

Tabelul 4.2.8 Lungimea echivalentă „l_{ech}" a rezistenței locale unitare (Σξ = 1), pentru conducte din cupru									
v	Diametrele conductelor sau armăturilor [mm]								
	10 · 1	12 · 1	15 · 1	18 · 1	22 · 1	28 · 1,5	35 · 1,5	42 · 1,5	54 · 2
[m/s]	l_{ech}, [m]								
0,05	*0,14	0,21	0,33	0,55	0,45	0,6	0,82	1,06	1,46
0,1	0,27	0,22	0,29	0,41	0,55	0,73	1	1,28	1,75
0,15	0,19	0,25	0,33	0,46	0,61	0,81	1,11	1,42	1,94
0,2	0,2	0,27	0,35	0,5	0,66	0,87	1,19	1,52	2,07
0,3	0,23	0,3	0,39	0,55	0,73	0,97	1,31	1,68	2,28
0,4	0,25	0,33	0,42	0,6	0,78	1,04	1,4	1,79	2,43
0,5	0,26	0,35	0,45	0,63	0,83	1,09	1,47	1,88	2,55
1	0,31	0,41	0,52	0,73	0,96	1,26	1,71	2,17	2,92
1,5	0,34	0,45	0,57	0,8	1,05	1,37	1,85	2,35	3,16
2	0,36	0,48	0,61	0,84	1,11	1,45	1,95	2,47	3,33
2,5	0,38	0,5	0,63	0,88	1,16	1,51	2,03	2,57	3,45
3	0,39	0,51	0,65	0,91	1,19	1,56	2,09	2,65	3,57

Tabelul 4.2.11 Valoarea coeficienților de rezistență locală ξ (ex. 1)									
Nr. tr.	Denumirea componentelor evaluate								
	Rad (CZ, B)	Rdr	Cpo	Curbe	v / v_1	TTS	TTÎ	Rs	Σξ
3,1	2,5	4	2· 2	2· 0,3	$v_{3,1} / v_3 = 0{,}07/0{,}11 = 0{,}64$	0,8	0,4	—	10,3
3	—	—	—	2,5· 0,3	$v_3 / v_4 = 0{,}41/0{,}13 = 0{,}84$	0,5	0,3	—	0,7
4	—	—	—	—	$v_4 / v_5 = 0{,}13/0{,}12 = 1{,}08$	0	0	—	0
5	—	—	—	—	$v_5 / v_7 = 0{,}12/0{,}15 = 0{,}8$	0,5	0,28	2· 1	1,78
7	2,5	—	—	2· 0,3		—	—	4· 0,3	4,3
2,1	2,5	4	2	2· 0,3	$v_{21} / v_2 = 0{,}05/0{,}07 = 0{,}71$	1,2	3	—	13,3
2	—	—	—	1· 0,3	$v_2 / v_3 = 0{,}07/0{,}11 = 0{,}63$	0,78	0,35	—	1,43
1	2,5	4	2· 2	3,5· 0,3	$v_1 / v_2 = 0{,}13/0{,}07 = 1{,}86$	0	0	—	11,55
10,1	2,5	4	1· 2	2· 0,3	$v_{10.1} / v_{10} = 0{,}07/0{,}11 = 0{,}636$	3,4	1,2	—	13,7
10	—	—	—	2· 0,3	$v_{10} / v_5 = 0{,}11/0{,}12 = 0{,}91$	2,2	1,4	—	4,2
9,1	2,5	4	1· 2	2· 0,3	$v_{9,1} / v_9 = 0{,}05/0{,}07 = 0{,}71$	3	1,15	—	13,25
9	—	—	—	2,5· 0,3	$v_9 / v_{10} = 0{,}07/0{,}11 = 0{,}64$	0,4	0,4	—	1,55
8	2,5	4	2· 2	3· 0,3	$v_8 / v_9 = 0{,}13/0{,}07 = 1{,}85$	0	0	—	11,4
6	2,5	—	—	2· 0,3	$v_6 / v_7 = 0{,}28/0{,}23 = 1{,}21$	1,2	—	2· 1	7,6
					$d_6 / d_7 = 25/35 = 0{,}71$	—	1,3		

Obs.: Prescurtările adoptate pentru rezistențele locale au semnificația următoare: Rad (CZ, B) - radiator (cazan, boiler); Rdr - robinet cu dublă reglare; Cpo - cot cu piuliță olandeză; TTS - teu trecere la separare; TTÎ - teu trecere la împreunare; Rs - robinet pentru separare.

Tabelul 4.2.9 Pierderi de sarcină liniare unitare "R" pentru conducte tip POLYMUTAN și PROSTAB, la presiunea de regim P_n = 10 bar

Debit de fluid	D_n 15 d_a = 20 mm d_i = 16,2 mm		D_n 20 d_a = 25 mm d_i = 20,4		D_n 25 d_a = 32 mm d_i = 26 mm		Debit de fluid	D_n 32 d_a = 40 mm d_i = 32,6 mm		D_n 40 d_a = 50 mm d_i = 40,8 mm	
G [l/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	G [l/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]	v [m/s]
0,01	5	0,05	2	0,03	1	0,02	0,1	10	0,12	3	0,08
0,02	17	0,1	6	0,06	2	0,04	0,2	31	0,24	11	0,15
0,03	33	0,15	11	0,09	4	0,06	0,3	63	0,36	22	0,23
0,04	54	0,19	18	0,12	6	0,08	0,4	104	0,48	36	0,31
0,05	79	0,24	27	0,15	9	0,09	0,5	154	0,6	53	0,38
0,06	107	0,29	36	0,18	12	0,11	0,6	212	0,72	73	0,46
0,07	140	0,34	47	0,21	15	0,13	0,7	278	0,84	95	0,54
0,08	176	0,39	59	0,24	19	0,15	0,8	354	0,96	21	0,61
0,09	216	0,44	72	0,28	23	0,17	0,9	435	1,08	149	0,69
0,1	259	0,49	87	0,31	28	0,19	1	526	1,2	179	0,76
0,15	523	0,73	175	0,46	55	0,28	1,25	784	1,5	267	0,96
0,20	869	0,97	289	0,61	91	0,38	1,5	1085	1,8	368	1,15
0,25	1285	1,21	427	0,76	134	0,47	1,75	1436	2,1	485	1,34
0,3	1778	1,46	588	0,92	185	0,57	2	1822	2,4	6,16	1,53
0,35	2340	1,7	773	1,07	242	0,66	2,25	2262	2,7	762	1,72
0,4	2963	1,94	980	1,22	306	0,75	2,5	2737	3,0	923	1,91
0,45	3662	2,18	1208	1,38	377	0,85	2,75	3262	3,39	1095	2,1
0,5	4431	2,43	1457	1,53	454	0,94	3	3823	3,59	1284	2,29
0,6	-	-	2015	1,84	626	1,13	3,25	4417	3,89	1484	2,49
0,7	-	-	2664	2,14	826	1,32	3,5	-	-	1695	2,68
0,8	-	-	3376	2,45	1048	1,51	3,75	-	-	1925	2,87
0,9	-	-	-	-	1293	1,7	4	-	-	2168	3,06
1	-	-	-	-	1562	1,88	4,25	-	-	2421	3,25
1,1	-	-	-	-	1857	2,07	4,5	-	-	2685	3,44
1,2	-	-	-	-	2171	2,26	4,75	-	-	2960	3,63
1,3	-	-	-	-	2513	2,45	5	-	-	3261	3,82
Debit de fluid	D_n 50 d_a = 63 mm d_i = 51,4 mm		D_n60 d_a = 75 mm d_i = 61,2 mm		D_n 70 d_a = 90 mm d_i = 73,6 mm		Debit de fluid	D_n60 d_a = 75 mm d_i = 73,6 mm		D_n 70 d_a = 90 mm d_i = 73,6 mm	
G [l/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	G [l/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]	v [m/s]
0,25	5	0,12	2	0,08	1	0,06	5,25	497	1,78	200	1,23
0,5	18	0,24	8	0,17	3	0,12	5,50	540	1,87	221	1,29
0,75	36	0,36	16	0,25	7	0,18	5,75	587	1,95	239	1,35
1	59	0,48	26	0,34	11	0,24	6,00	632	2,04	259	1,41
1,25	88	0,6	38	0,42	16	0,29	6,25	682	2,12	279	1,47
1,5	121	0,72	53	0,51	22	0,35	6,50	730	2,21	300	1,53
1,75	160	0,84	69	0,59	29	0,41	6,75	783	2,29	320	1,59
2	203	0,96	88	0,68	36	0,47	7,00	837	2,38	342	1,65
2,25	250	1,08	108	0,76	45	0,53	7,25	893	2,46	365	1,70
2,5	302	1,2	131	0,85	54	0,59	7,50	950	2,55	388	1,76
2,75	359	1,33	155	0,93	64	0,65	7,75	1009	2,63	412	1,82
3	421	1,45	181	1,02	75	0,71	8,00	1069	2,72	437	1,88
3,25	484	1,57	209	1,1	86	0,76	8,25	1131	2,80	462	1,94
3,5	553	1,69	239	1,19	98	0,82	8,50	1193	2,89	488	2,00
3,75	629	1,81	270	1,27	111	0,88	8,75	1258	2,97	514	2,06
4	705	1,93	304	1,36	125	0,94	9,00	1323	3,06	568	2,17
4,25	787	2,05	339	1,44	139	1	9,25	1389	3,14	596	2,23
4,5	874	2,17	377	1,53	154	1,06	9,50	1465	3,23	624	2,29
4,75	963	2,29	413	1,61	170	1,12	9,75	1534	3,31	653	2,35
5	1056	2,41	455	1,7	187	1,18	10,00	1605	3,40	686	2,41

4.2.8.4 Dimensionarea conductelor instalațiilor cu circulație forțată și distribuție centralizată

La calculul hidraulic al conductelor este necesar să se țină seama atât de presiunea dată de pompe cât și de presiunea termică, ultima exercitându-se activ pe coloane, fiind cu atât mai mare cu cât acestea se extind pe verticală.

De aici, necesitatea de separare a calculului de dimensionare a rețelei de conducte pentru coloane și rețea de distribuție.

4.2.8.4.1 Dimensionarea coloanelor

Se consideră schema de calcul prezentată în figura 4.2.22, în care sunt indicate elementele geometrice și termice caracteristice. Agentul termic este apa caldă. Conductele sunt confecționate din oțel.

Etapele de calcul

• se stabilește presiunea disponibilă la baza coloanei

$H_{DC} = 3 \div 4\ H_{Tm}$; [Pa] (4.2.23)

în care:

$H_{Tm} = 0,5 \cdot g \cdot h^* \cdot (\rho_i - \rho_d)$ - reprezintă presiunea termică medie, calculată pentru înălțimea maximă (h^*) a coloanei de alimentare cu agent termic

• se calculează pierderea de sarcină liniară unitară medie maximă și minimă:

$$R_{min} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum_{j=1}^{n} l_j};\quad R_{max} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum_{j=1}^{n} l_j}\quad [Pa/m] \qquad (4.2.24)$$

în care:

$$H_{DC}^{min} = 3 \cdot H_{T\,med} = 1,5 \cdot g \cdot h^* \cdot (\rho_i - \rho_d)\ [Pa] \qquad (4.2.25)$$

$$H_{DC}^{max} = 4 \cdot H_{T\,med} = 2 \cdot g \cdot h^* \cdot (\rho_i - \rho_d)\ [Pa] \qquad (4.2.26)$$

• se identifică consumatorul cel mai dezavantajat, care în cazul schemei de calcul este Q_1.

• se dimensionează conductele circuitului consumatorului Q_1, obținându-se diametrele și pierderile de sarcină totale pe tronsoanele 1, 2, 3 și 4 și se verifică condiția de echilibru hidraulic

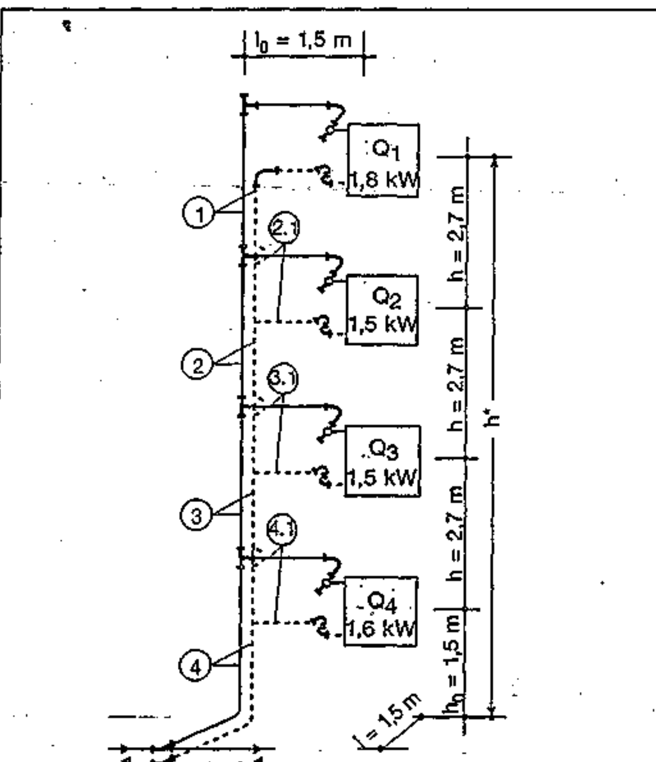


Fig. 4.2.22. Schema de calcul a unei coloane bitub cu circulație forțată pentru consumatori colectivi.

$H_{DC}^{min} \le \Sigma(Rl+Z)_{1+2+3+4} \le H_{DC}^{max}$ (4.2.27)

- se utilizează metodologia indicată la § 4.2.8.3.

- încadrarea pierderilor de sarcină între cele două presiuni disponibile maxime și minime este necesară pentru a asigura o cât mai bună stabilitate hidraulică a circuitului.

• dimensionarea racordurilor la coloană, a consumatorilor de putere termică Q_x (x = 2, 3, 4) stabilind succesiv:

- presiunea disponibilă în planul de racord

$H_D^x = \Sigma(Rl+Z)_y - zH_{Tm}^1$ [Pa] (4.2.28)

în care: $y = 1;\ 1 + 2;\ 1 + 2 + 3$ și $z = 1, 2, 3$ și

- presiunea termică medie calculată pentru o înălțime între două corpuri de încălzire

$H_{Tm}^1 = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d)$ (4.2.29)

- pierderea de sarcină medie liniară unitară

$$R_m^x = \frac{(1-a) \cdot H_D^x}{2 \cdot l_0}\quad [Pa/m] \qquad (4.2.30)$$

în care l_0 este lungimea conductei de racord

- determinarea diametrelor și a pierderilor de sarcină locală și distribuție la conductele de racord

$d_r = f(Q_x, R_m^x)$ și $(R_r \cdot l_r + Z_r)$; cu $r = 2.1;\ 3.1;\ 4.1$ (4.2.31)

- se verifică condiția de echilibru hidraulic în nodurile d racord

$(R_r \cdot l_r + Z_r) \le H_D^x$ (4.2.32, a)

iar în cazul unor diferențe mari se introduce o rezistență suplimentară Z_{RF}^r prin reglarea fixă a robinetului corpului de încălzire,

$(R_r \cdot l_r + Z_r) + Z_{RF}^r \cong H_D^x$ (4.2.32, b)

în care treapta de reglare

$T_{RF}^r = f(G_x, Z_{RF}^r)$ (4.2.33)

Exemplul de calcul 2

Se consideră mărimile geometrice și termice prezentate în figura 4.2.22. Agentul termic este apa caldă t_d/t_r = 90/70 °C, iar conductele sunt din oțel.

Calculele hidraulice sunt centralizate în tabelele 4.2.12 (diametrele conductelor și pierderile de sarcină) și 4.2.13 (calculul coeficienților de rezistență locală).

Rezolvare

• presiunea disponibilă minimă și maximă la baza coloanei

$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot h^* \cdot (\rho_i - \rho_d) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot 9,60 \cdot 12,47 \cong 1761$ Pa

$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot h^* \cdot (\rho_i - \rho_d) = 2 \cdot 9,81 \cdot 9,60 \cdot 12,47 \cong 2349$ Pa

• pierderea de sarcină liniară unitară medie minimă și maximă

$$R_{min} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{min}}{2 \cdot (3 \cdot h + h_0)} = \frac{(1-0,33) \cdot 1761}{2 \cdot (3 \cdot 2,7 + 1,5)} = 61,5\quad Pa/m$$

$$R_{max} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{max}}{2 \cdot (3 \cdot h + h_0)} = \frac{(1-0,33) \cdot 2349}{2 \cdot (3 \cdot 2,7 + 1,5)} = 82\quad Pa/m$$

- diametrele preliminare și calculele hidraulice sunt centralizate în tabelul 4.2.12

• verificarea calculului de dimensionare a circuitului principal cu expresia 4.2.27

$H_{DC}^{min} = 1761 \le \Sigma(Rl+Z)_{1+2+3+4} = 2009 \le H_{DC}^{max} = 2349$ Pa

Încadrarea pierderilor de sarcină între cele două limite se face introducând o rezistență suplimentară $Z_{RF}^1 = 300$ Pa prin reglarea robinetului montat pe corpul de încălzire Q_1. Alegerea treptei de reglare se face în funcție de tipul robinetului ales:

$T_{RF}^1 = f(G_1, Z_{RF}^1) = 300$ Pa

în care:

$$G_1 = \frac{Q_1}{c_p \cdot (t_d - t_r) \cdot \rho_m} \cdot 3\,600 = \frac{1,80}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3\,600 = 79\ l/h$$

• se continuă calculul de dimensionare a racordurilor

stabilind presiunile disponibile în fiecare racord aplicând relaţia 4.2.8 şi diametrele conductelor (tab. 4.2.12).

- *racordul 2.1*
  - presiunea disponibilă

$H_D^2 = \Sigma(Rl+Z)_y - zH_{Tm}^1 = \Sigma(Rl+Z)_1 - 1\cdot H_{Tm}^1$
$= 972{,}6 - 165{,}15 \cong 807{,}45$ Pa

$H_{Tm}^1 = 0{,}5\cdot g\cdot h\cdot(\rho_r - \rho_d) = 0{,}5\cdot 9{,}81\cdot 2{,}7\cdot 12{,}47 = 165{,}15$ Pa

  - diferenţa de presiune nedisipată în racord este preluată de robinetul de încălzire

$Z_{RF}^2 = 807{,}45 - 274{,}80 = 532{,}65$ Pa

  - treapta de reglare a robinetului

$T_{RF}^2 = f\,(G_2,\ Z_{RF}^2)$

în care:

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_p\cdot(t_d - t_r)\cdot\rho_m}\cdot 3600 = \frac{1{,}50}{4{,}18\cdot 20\cdot 0{,}98}\cdot 3600 = 65{,}9\ l/h$$

- *racordul 3.1*
  - presiunea disponibilă

$H_D^3 = \Sigma(Rl+Z)_y - zH_{Tm}^1 = \Sigma(Rl+Z)_{1+2} - 2\cdot H_{Tm}^1$
$= 1243{,}6 - 330{,}30 \cong 913{,}3$ Pa

  - treapta de reglare a robinetului

$T_{RF}^3 = f\,(G_3,\ Z_{RF}^3)$

în care:

$Z_{RF}^3 = 913{,}3 - 278{,}4 = 634{,}9$ Pa

$G_3 = G_2 = 65{,}9$ l/h

- *racordul 4.1*
  - presiunea disponibilă

$H_D^4 = \Sigma(Rl+Z)_y - zH_{Tm}^1 = \Sigma(Rl+Z)_{1+2+3} - 3\cdot H_{Tm}^1$
$= 1785{,}8 - 495{,}45 = 1290{,}35$ Pa

  - treapta de reglare a robinetului

$T_{RF}^4 = f\,(G_4,\ Z_{RF}^4)$

în care:

$Z_{RF}^4 = 1290{,}35 - 223{,}2 = 1067{,}15$ Pa

$G_4 = 70$ l/h

Calculele de stabilire a diametrelor şi de determinare a pierderilor de sarcină sunt trecute în tabelul 4.2.12.

4.2.8.4.2 Dimensionarea reţelei de distribuţie arborescentă

Se consideră o reţea arborescentă (fig. 4.2.23) realizată din conducte din oţel ce distribuie agent termic cu parametrii t_d/t_r °C, la un număr de 7 coloane dintre care numai T_1 a fost dimensionată (§ 4.2.8.4.1).

Se consideră cunoscute debitele de agent termic de pe coloanele $T_1...T_7$ şi lungimile tuturor tronsoanelor reţelei (fig. 4.2.23)

Etapele de calcul

- se stabileşte circuitul cel mai dezavantajat, ca fiind cel al coloanei T_1 cea mai depărtată în raport cu punctul de racord R al reţelei interioare.
- se stabilesc diametrele tronsoanelor de pe circuitul coloanei T_1, până la racordul R, utilizând relaţia 4.2.6 transformată şi datele din tabelul 4.2.3,

$d_x = f(Q_x;\ v_x)$ [in] sau [mm] (4.2.34)

în care:

Q_x reprezintă debitul de agent termic al tronsonului de calcul, exprimat în kW;

v_x - viteza agentului termic pe tronsonul considerat, stabilită pe baza recomandărilor din tabelul 4.2.6, în funcţie de diametrul conductei, exprimată în m/s. Vitezele se aleg crescătoare de la coloane către planul de racord, pentru primul tronson putându-se adopta viteza obţinută pe ultimul tronson al coloanei;

- se calculează pierderile de sarcină liniare şi locale utilizând tabelul 4.2.4 pentru *R*, 4.2.5 şi 4.2.6 pentru *Z*. Calculele sunt centralizate în tabelul 4.2.14.

În cazul în care se cunoaşte presiunea disponibilă H_R în racord este necesar să se asigure condiţia de echilibru hidraulic:

$$\sum_{j=1}^{n}\left(R\cdot l + Z\right) \le H_R \qquad (4.2.35)$$

- se dimensionează circuitele secundare stabilind presiunea disponibilă în funcţie de care se determină pierderea de sarcină liniară unitară medie:

Tabelul 4.2.13 Valoarea coeficienţilor de rezistenţă locală "ξ ", pentru coloana T_1 (ex. 2)

Nr. tr.	Corp încălzire	Rdr	Cpo 2 · 2	Curbe r/d=4	v / v_x	TTS	TTÎ	Σξ
1	2,5	4	2 · 2	3 · 0,3	v_1/v_2=0,19/0,2=0,95	0,3	0,3	11,7
2	–	–	–	2 · 0,15	v_2/v_3=0,2/0,3=0,66	0,3	0,8	1,4
3	–	–	–	2 · 0,15	v_3/v_4=0,3/0,22=1,36	0,25	0,7	1,25
4	–	–	–	2 · 0,3	–	–	–	0,6
2.1	2,5	4	1 · 2	2 · 0,3	$v_{2.1}/v_2$=0,16/0,2=0,8	0,5	1,3	12,9
3.1	2,5	4	1 · 2	2 · 0,3	$v_{3.1}/v_3$=0,16/0,3=0,53	6	0,6	13,2
4.1	2,5	4	1 · 2	2 · 0,3	$v_{4.1}/v_4$=0,17/0,22=0,77	10	0,5	17,1

Tabelul 4.2.14 Dimensionarea conductelor reţelei de distribuţie arborescentă (ex. 2, 3)

Nr. tr.	Q [kW]	l [m]	d [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	(Rl + Z) [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
A. Circuitul principal							$\Sigma(Rl + Z)_{col.\ T1}$ = 2009 Pa			
1	6,4	19	3/4	0,22	35	4,1	665	98,4	763,4	2772,4
2	12,8	13	1	0,28	40	0	520	0	520	3292,4
3	22,3	17	1 1/4	0,28	30	0,95	510	37	547	3839,4
4	33,3	16	1 1/4	0,42	60	0,2	960	18	978	4817,4
5	47,3	20	1 1/2	0,45	55	10,6	1100	1060	2160	6977,4
B. Circuite secundare										
6	6,4	19	3/4	0,22	35	4,1	665	98,4	763,4	–
7	9,5	15,8	3/4	0,32	70	3,3	1106	165	1271	–
8	5,5	17	3/4	0,18	28	5,6	476	89,6	565,6	–
9	5,5	17	3/4	0,18	28	5,6	476	89,6	565,6	565,6
10	11	16	1	0,24	30	5,15	330	149,35	479,35	1044,95
11	7	17	3/4	0,25	45	4,6	765	142,2	912,2	–
12	7	17	3/4	0,25	45	4,6	765	142,2	912,2	912,2
13	14	16	1	0,29	50	4,5	800	189	989	1901,2

Tabelul 4.2.12 Dimensionarea conductelor coloanei T_1 (ex. 2)

Nr. tr.	Q [kW]	l [m]	d [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	(Rl + Z) [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1	1,8	8,4	3/8"	0,19	55	11,7+Z_{RF}=300	462	210,6+300=510,6	972,6	972,6
2	3,3	5,4	1/2"	0,2	45	1,4	243	28	271	1243,6
3	4,8	5,4	1/2"	0,3	90	1,25	486	56,2	542,2	1785,8
4	6,4	6	3/4"	0,22	35	0,6	210	13,2	223,2	2009
2.1	1,5	3	3/8"	0,16	40	12,9	120	154,8	274,8	T_{RF}^2
3.1	1,5	3	3/8"	0,16	40	13,2	120	158,4	278,4	T_{RF}^3
4.1	1,6	3	3/8"	0,17	45	17,1	135	239,4	374,4	T_{RF}^4

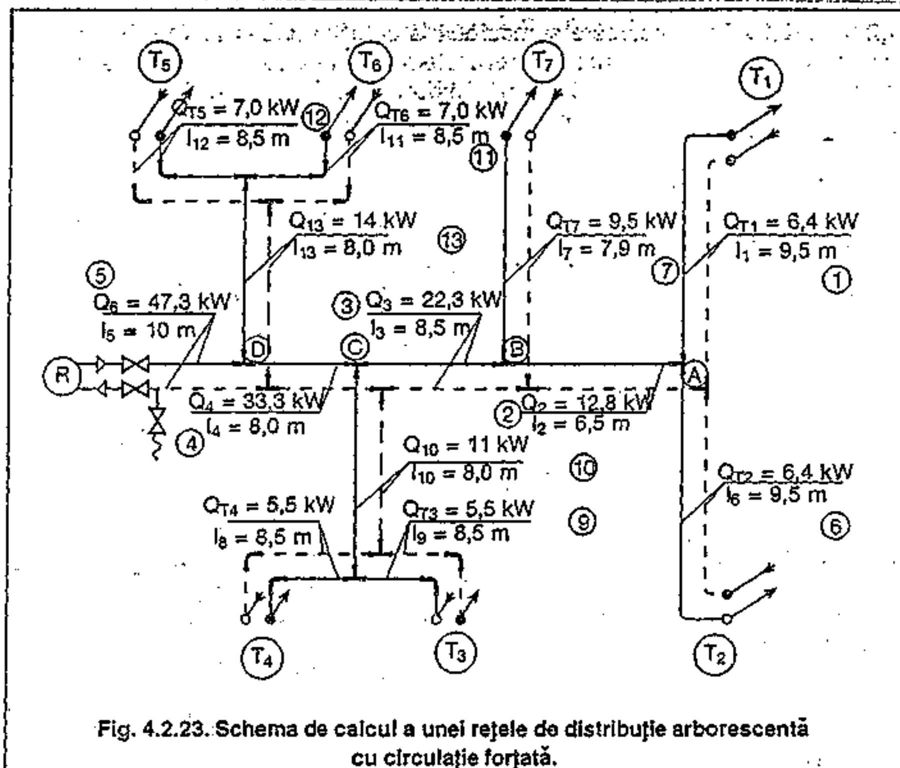


Fig. 4.2.23. Schema de calcul a unei rețele de distribuție arborescentă cu circulație forțată.

$$R_m=\frac{(1-a)\cdot H_D^{nod}}{\sum l_x}\quad [\text{Pa/m}] \qquad (4.2.36)$$

în care:

$H_D^{nod} = \Sigma(Rl+Z)_{T1-nod\ x}$ - reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul principal, de la baza coloanei T1 până la nodul de calcul [Pa];

Σl_x - suma lungimilor circuitului secundar [m].

- diametrele circuitelor secundare se stabilesc cu relația:

$d_x = f(Q_x;\ R_m)$ (4.2.37)

și utilizând tabelele de calcul 4.2.3; 4.2.4 și 4.2.5.

- condiția de echilibru este dată de expresia:

$\Sigma(Rl+Z)_{T1-nod} \le H_D^{nod}$ (4.2.38)

pentru care abaterea medie relativă ε_r nu trebuie să depășească 5 %.

$$\varepsilon_r=\frac{H_D^{nod}-\sum(Rl+Z)_{T1-nod}}{H_D^{nod}}\cdot 100\le 5\% \qquad (4.2.39)$$

Dacă abaterea este mai mare se redimensionează circuitul secundar CS sau se prevăd dispozitive de reglare locală pentru care se calculează mărimile pentru stabilirea treptei de reglare:

$T_{RF}^x = f\ (G_x,\ Z_{RF}^x)$

$Z_{RF}^x = H_D^{nod} - \Sigma(Rl+Z)_{cs}$ [Pa] (4.2.40)

$$G_x=\frac{Q_x}{c_p\cdot(t_d-t_i)\cdot\rho_m}\cdot 3600 \quad [\text{l/h}] \qquad (4.2.41)$$

Exemplul de calcul 3

Se consideră o rețea de distribuție cu mărimile geometrice și termice prezentate în figura 4.2.23. Agentul termic este apa caldă cu parametrii 90/70 °C.

Dimensionarea conductelor se face aplicând metodologia indicată, calculele fiind centralizate în tabelele 4.2.14 și 4.2.15.

Analizând rezultatele se pot menționa următoarele:

• presiunea disponibilă necesară în planul de racord R al rețelei interioare este:

$$H_{DR}=\sum_1^5(Rl+Z)+\sum(Rl+Z)_{T1}$$

$$H_{DR}=763{,}4+520+547+978+2160+2009=6977{,}4\ \text{Pa}$$

în care $\Sigma(Rl+Z)_{T1}$ sunt pierderile de sarcină de pe coloana T1 a căror valoare este dată în tabelul 4.2.12;

• echilibrul hidraulic în noduri se stabilește considerând că toate coloanele sunt dimensionate a avea aceleași pierderi de sarcină la bază: $\Sigma(Rl + Z)_{col}$ = 2009 Pa= $\Sigma(Rl+Z)_{T1}$

- *nodul A*

$\Sigma(Rl+Z)_6 + \Sigma(Rl+Z)_{T2} = \Sigma(Rl+Z)_1 + \Sigma(Rl+Z)_{T1} = H_D^{nod\ A}$ [Pa]

în care:

$\Sigma(Rl + Z)_6 + \Sigma(Rl + Z)_{T2}$ = 763,4 + 2009 = 2772,4 Pa

$\Sigma(Rl + Z)_1 + \Sigma(Rl + Z)_{T1}$ = 763,4 + 2009 = 2772,4 Pa

rezultatele arată că echilibrul este perfect pentru acest nod, abaterea medie relativă $\varepsilon_r = 0$.

- *nodul B*

$\Sigma(Rl + Z)_{1+2} = \Sigma(Rl + Z)_{T7} + \Sigma(Rl + Z)_7$

în care:

$\Sigma(Rl+Z)_{1+2}$ = 3292,4 Pa ≡ $H_D^{nod\ B}$

$\Sigma(Rl + Z)_{T7} + \Sigma(Rl + Z)_7$ = 2009 + 1271 = 3280 Pa

Abaterea medie relativă

$$\varepsilon_r=\frac{\sum(Rl+Z)_{1+2}-\left[\sum(Rl+Z)_{T7}+\sum(Rl+Z)_7\right]}{\sum(Rl+Z)_{1+2}}\cdot 100=$$

$$=\frac{3292{,}4-3280}{3292{,}4}\cdot 100=0{,}37\ \%$$

este mult mai mică decât limita de 5 %, deci circuitul secundar al nodului B se consideră bine dimensionat.

- *nodul C*

$\Sigma(Rl + Z)_{1+2+3} = \Sigma(Rl + Z)_{T3} + \Sigma(Rl + Z)_{9+10}$

în care:

$\Sigma(Rl+Z)_{1+2+3}$ = 3839,4 Pa ≡ $H_D^{nod\ C}$

$\Sigma(Rl + Z)_{T3} + \Sigma(Rl + Z)_{9+10}$ = 2009 + 1044,95 = 3053,95 Pa

Abaterea medie relativă:

$$\varepsilon_r=\frac{\sum(Rl+Z)_{1+2+3}-\left[\sum(Rl+Z)_{T3}+\sum(Rl+Z)_{9+10}\right]}{\sum(Rl+Z)_{1+2+3}}\cdot 100=$$

$$=\frac{3839{,}4-3053{,}95}{3839{,}4}\cdot 100=20{,}46\ \%$$

este mare, reducerea acesteia putându-se face prin una din cele două căi:

- redimensionarea tronsonului *10* prin micșorarea diametrului la 3/4" care conduce la creșterea pierderii totale de sarcină peste valoarea presiunii disponibile în nod, soluție neacceptată;

- introducerea pe tronsonul *10* a unei piese cu treapta de reglare $T_{RF}^{10} = f\ (G_{10},\ Z_{RF}^{10})$ capabilă să disipeze excedentul de presiune disponibilă,

$Z_{RF}^{10} = \Sigma(Rl+Z)_{1+2+3} - [\Sigma(Rl+Z)_{T3} + \Sigma(Rl+Z)_{9+10}]$

= 3839,4 - 3053,95 = 785,45 Pa

pentru debitul de fluid:

$$G_{10}=\frac{Q_{10}}{c_p\cdot(t_d-t_i)\cdot\rho_m}\cdot 3600=\frac{11{,}0}{4{,}18\cdot 20\cdot 0{,}98}\cdot 3600=483{,}35\ l/h$$

În funcție de tipul piesei de reglare se face opțiunea pentru unul sau două dispozitive de reglare, ultimul caz presupunând montarea pe ducere și pe întoarcere a acestora

- *nodul D*

$\Sigma(Rl + Z)_{1+2+3+4} = \Sigma(Rl + Z)_{T6} + \Sigma(Rl + Z)_{11+13}$

în care:

$\Sigma(Rl+Z)_{1+2+3+4}$ = 4817,4 Pa ≡ $H_D^{nod\ D}$

$\Sigma(Rl + Z)_{T6} + \Sigma(Rl + Z)_{11+13} = 2009 + 1901{,}2 = 3910{,}20$ Pa

Abaterea medie relativă

$$\varepsilon_r = \frac{\sum(Rl+Z)_{1+2+3+4} - \left[\sum(Rl+Z)_{T6} + \sum(Rl+Z)_{11+13}\right]}{\sum(Rl+Z)_{1+2+3+4}} \cdot 100 =$$

$$= \frac{4817{,}4 - 3910{,}2}{4817{,}4} \cdot 100 = 18{,}83\,\%$$

este, de asemenea, peste limitele de stabilitate hidraulică permise, fiind necesară prevederea unei piese cu treapta de reglare $T_{RF}^{13} = f\,(G_{13}, Z_{RF}^{13})$ pe tronsonul *13*, pentru a prelua excedentul de presiune.

$Z_{RF}^{13} = \Sigma(Rl+Z)_{1+2+3+4} - [\Sigma(Rl+Z)_{T6} + \Sigma(Rl+Z)_{11+13}]$

$= 4817{,}4 - 3910{,}2 = 907{,}2$ Pa

pentru un debit de fluid:

$$G_{13} = \frac{Q_{13}}{c_p \cdot (t_d - t_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{14}{4{,}18 \cdot 20 \cdot 0{,}98} \cdot 3600 = 615{,}17 \text{ l/h}$$

Ca și în cazul precedent se face recomandarea să fie prevăzute două piese de reglare, una pe ducere și cealaltă pe întoarcere, presiunea disipată repartizându-se în părți egale.

• redimensionarea tronsoanelor prin modificarea diametrelor nu este exclusă atât timp cât este îndeplinită condiția de echilibru hidraulic.

4.2.8.4.3 Dimensionarea rețelelor de distribuție inelară

Se consideră $T_1...T_7$, ca și în cazul precedent, alimentate cu agent termic printr-o rețea inelară de conducte din oțel, care transportă agent termic la aceiași parametri.

Configurația rețelei, precum și mărimile geometrice și termice sunt prezentate în figura 4.2.24.

Coloanele $T_1...T_7$, se consideră dimensionate la aceeași presiune disponibilă, ca și în cazul precedent.

Etapele de calcul:

• numerotarea tronsoanelor se face distinct pentru circuitul de ducere și întoarcere, adoptându-se indicele *d* pentru ducere și *î* pentru întoarcere. Numerotarea se face în sensul cumulării debitelor de agent termic, de la coloana cea mai depărtată către cea mai apropiată de planul de racod R al rețelei;

• diametrele tronsoanelor se stabilesc în funcție de debitul de agent termic transportat și viteza economică recomandată (tab. 4.2.6), utilizând relația 4.2.6;

• pierderile de sarcină liniare și locale se determină cu ajutorul tabelelor 4.2.3, 4.2.4 și 4.2.5, valoarea acestora fiind centralizată separat pentru conducta de ducere, de întoarcere și racorduri la coloane (tab. 4.2.16);

• verificarea rezultatelor obținute se face respectând condiția de echilibru hidraulic, pentru circuitul fiecărei coloane în raport cu punctul de racordare R al rețelei, după cum urmează:

$\Sigma(Rl + Z)_{7d} + \Sigma(Rl + Z)_{RT5} + \Sigma(Rl + Z)_{1\hat{i} \div 7\hat{i}} \cong$
$\Sigma(Rl + Z)_{7d+6d} + \Sigma(Rl + Z)_{RT6} + \Sigma(Rl + Z)_{2\hat{i} \div 7\hat{i}} \cong$
$\Sigma(Rl + Z)_{7d+6d+5d} + \Sigma(Rl + Z)_{RT7} + \Sigma(Rl + Z)_{3\hat{i} \div 7\hat{i}} \cong$
$\Sigma(Rl + Z)_{7d+6d+5d+4d} + \Sigma(Rl + Z)_{RT1} + \Sigma(Rl + Z)_{4\hat{i} \div 7\hat{i}} \cong$
$\Sigma(Rl + Z)_{7d+6d+5d+4d+3d} + \Sigma(Rl + Z)_{RT2} + \Sigma(Rl + Z)_{5\hat{i} \div 7\hat{i}} \cong$
$\Sigma(Rl + Z)_{7d \div 2d} + \Sigma(Rl + Z)_{RT3} + \Sigma(Rl + Z)_{6\hat{i} \div 7\hat{i}} \cong$
$\Sigma(Rl + Z)_{7d \div 2d} + \Sigma(Rl + Z)_{RT4} + \Sigma(Rl + Z)_{7\hat{i}}$ (4.2.42)

Pentru condițiile impuse sunt permise abateri medii relative ε_r ale căror valori să nu depășească 5 %.

Exemplul de calcul 4

Se dimensionează diametrele conductelor unei rețele de distribuție inelare ale cărei caracteristici geometrice și termice sunt cele indicate în figura 4.2.24:

• se stabilesc diametrele conductelor pe circuitul de ducere, pe circuitul de întoarcere și pe racordurile la coloane, inclusiv pierderile de sarcină liniare unitare *R* și locale *Z*, calculele fiind centralizate în tabelul 4.2.16; valorile coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$ sunt centralizate în tabelul 4.2.17;

• se verifică rezultatele cu privire la respectarea condiției de echilibru hidraulic (relația 4.2.42), valorile obținute fiind centralizate în tabelul 4.2.18;

• presiunea disponibilă necesară rețelei inelare în punctul de racord R se stabilește pentru circuitul coloanei cu cea mai mare pierdere de sarcină (în cazul de față fiind circuitul coloanei T_7):

$H_{T7}^{R} = \Sigma(Rl + Z)_{7d} + \Sigma(Rl + Z)_{6d} + \Sigma(Rl + Z)_{5d} + \Sigma(Rl + Z)_{RT7} + \Sigma(Rl + Z)_{3\hat{i}} + ... + \Sigma(Rl + Z)_{7\hat{i}}$

unde înlocuind valorile din tabelele 4.2.16 și 4.2.18, se obține:

$H_{T7}^{R} = 8544$ Pa

• se calculează abaterile medii relative ε_r în raport cu circuitul care are valoarea pierderilor de sarcină cea mai mare:

$$\varepsilon_r = \frac{\sum(Rl+Z)_{(d+\hat{i}+RT_x)max} - \sum(Rl+Z)_{(d+\hat{i}+RT_x)}}{\sum(Rl+Z)_{(d+\hat{i}+RT_x)max}} \cdot 100 \le 5\ \%$$

Analizând rezultatele centralizate în tabelul 4.2.18 se observă că echilibrarea hidraulică este asigurată pentru circuitele coloanelor T_1, T_5, T_6 și T_7 întrucât abaterile medii relative sunt sub 5 %.

Tabelul 4.2.15. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru distribuție arborescentă (ex. 2, 3)

Nr. tr.	Curbe r/d = 4	v / v$_x$	d / d$_x$	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
1	2 · 0,3 = 0,6	v_1/v_2=0,22/0,28=0,78	d_1/d_2=3/4"/1"=0,78	1,7	1,8	—	4,1
2	—	v_2/v_3=0,22/0,22=1	—	0	0	—	0
3	—	v_3/v_4=0,28/0,42=0,66	—	0,3	0,65	—	0,95
4	—	v_4/v_5=0,42/0,45=0,93	—	0,1	0,1	—	0,2
5	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	—	2 · 5 = 10	10,6
6	2 · 0,3 = 0,6	v_6/v_2=0,22/0,28=0,78	d_1/d_2=3/4"/1"=0,78	1,7	1,8	—	4,1
7	—	v_7/v_3=0,32/0,28=1,14	—	1,8	1,5	—	3,3
8	2 · 0,3 = 0,6	v_8/v_{10}=0,18/0,24=0,75	d_8/d_{10}=1	2	3	—	5,6
9	2 · 0,3 = 0,6	v_9/v_{10}=0,18/0,24=0,75	d_9/d_{10}=1	2	3	—	5,6
10	—	v_{10}/v_4=0,24/0,42=0,57	—	4,25	0,9	—	5,15
11	2 · 0,3 = 0,6	v_{11}/v_{13}=0,25/0,29=0,86	d_{11}/d_{13}=1	1,6	3	—	4,6
12	2 · 0,3 = 0,6	v_{12}/v_{13}=0,25/0,29=0,86	d_{12}/d_{13}=1	1,6	3	—	4,6
13	—	v_{13}/v_5=0,29/0,45=0,64	—	3,5	1	—	4,5

• echilibrarea hidraulică pentru coloanele T_2, T_3 şi T_4 se poate realiza prin:

- redimensionarea racordurilor acestora micşorând diametrele tronsoanelor, urmărind creşterea pierderilor de sarcină (în tabelele de calcul 4.2.16 şi 4.2.18), rezultatele redimensionării sunt marcate cu asterix; se constată că redimensionarea racordurilor nu poate asigura echilibru hidraulic necesar decât pentru coloana T_2 abaterile medii relative ε_r rămânând mai mari de 5 % pentru coloanele T_3 şi T_4;
- prevederea de organe de reglare, pe racordul de ducere şi întoarcere (numai pentru coloanele T_3 şi T_4) treptele de reglare a acestora fiind: $T_{RF}^{T3} = f\,(G_{T3}, Z_{RF}^{T3})$; $T_{RF}^{T4} = f\,(G_{T4}, Z_{RF}^{T4})$ în care:

$$Z_{RF}^{T3}=683\ Pa;\quad G_{T3}=\frac{Q_{T3}}{c_p\cdot(t_d-t_i)\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{5{,}50}{4{,}18\cdot20\cdot0{,}98}\cdot3600\cong2421\ l/h$$

$$Z_{RF}^{T4}=1010\ Pa;\quad G_{T4}=\frac{Q_{T4}}{c_p\cdot(t_d-t_i)\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{5{,}50}{4{,}18\cdot20\cdot0{,}98}\cdot3600\cong2421\ l/h$$

4.2.8.5 Dimensionarea conductelor instalaţiilor de încălzire cu circulaţie forţată şi distribuţie individuală

Metodologia de calcul este cea menţionată pentru instalaţiile cu circulaţie forţată, cu precizarea că instalaţia interioară la consumatori (fig. 4.2.25) poate fi prevăzută cu:

a - MTH, echipat cu componente ce permit racordarea directă;

b - MTH, echipat cu componente ce includ BEP.

• în ambele cazuri, operaţiile de dimensionare se încep cu stabilirea valorii presiunii disponibile de la baza coloanei, H_{DC} care necesită satisfacerea raportului dintre presiunea pompei H_p şi presiunea termică medie H_{Tm}: (4.2.42)

$$\frac{H_p}{H_{Tm}}=0{,}5\div1$$

şi care duce la relaţiile presiunii disponibile

$H_{DC}^{min} = 1{,}5\cdot g\cdot h^*\cdot(\rho_i - \rho_d)$ [Pa] (4.2.43, a)

$H_{DC}^{max} = 2\cdot g\cdot h^*\cdot(\rho_i - \rho_d)$ [Pa] (4.2.43, b)

unde înălţimile coloanei h^* pentru cele două variante de echipare a MTH sunt:

$h_a^* = h_0 + 4h + h_1;\ h_b^* = h_0 + 4h$ (4.2.44)

• pierderile de sarcină unitare medii R_m corespunzătoare presiunilor disponibile H_{DC}^{max} şi H_{DC}^{min} se calculează cu relaţiile:

$$R_{ma}^{min}=R_{mb}^{min}=\frac{(1-a)\cdot H_{DC}^{min}}{\sum l}\quad [Pa/m] \qquad (4.2.45)$$

$$R_{ma}^{max}=R_{mb}^{max}=\frac{(1-a)\cdot H_{DC}^{max}}{\sum l}\quad [Pa/m] \qquad (4.2.46)$$

în care Σl este lungimea totală a circuitului maxim, calculată pentru fiecare soluţie în parte:

- racordare directă (a)

$\Sigma l_a = 2\cdot(h_0 + 4h + h_1)$ [m] (4.2.47)

- racordare cu BEP (b)

$\Sigma l_b = 2\cdot(h_0 + 4h)$ [m] (4.2.48)

• diametrele conductelor se obţin cu relaţia:

$d_x = f\,(R_m;\ Q_x)$

în care $R_m \in [R_m^{min},\ R_m^{max}]$, iar Q_x reprezintă debitul de agent termic al tronsonului, exprimat diferenţiat în funcţie de modul de întocmire a tabelelor de calcul pentru:

* conducte din oţel - (Q_x^{OL}) [kW] (tab. 4.2.3);
* conducte din cupru (G_x^{Cu}) [kg/h] (tab. 4.2.7), valoare obţinută din debitul de agent termic al tronsonului [kW], cu ajutorul expresiei:

$$G_x^{Cu}=\frac{Q_x^{OL}}{c_p\cdot\Delta t}\cdot3600\quad [kg/h] \qquad (4.2.49)$$

* conducte tip polymutan - (G_x^{p}), exprimat în l/s (tab. 4.2.9), valoarea obţinută cu ajutorul expresiei:

$$G_x^{p}=\frac{Q_x^{OL}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\quad [l/s] \qquad (4.2.50)$$

• Pierderile locale de sarcină Z se determină în funcţie de caracteristicile materialelor utilizate pentru armături şi conducte. Astfel pentru:

* conducte din oţel utilizând tabelele 4.2.4 şi 4.2.5.
* conducte din cupru:

$Z_{Cu} = R_x\cdot\Sigma l_{ech}$ [Pa] (4.2.51)

$\Sigma l_{ech} = l_{ech}\cdot\Sigma\xi$ [m] (4.2.52)

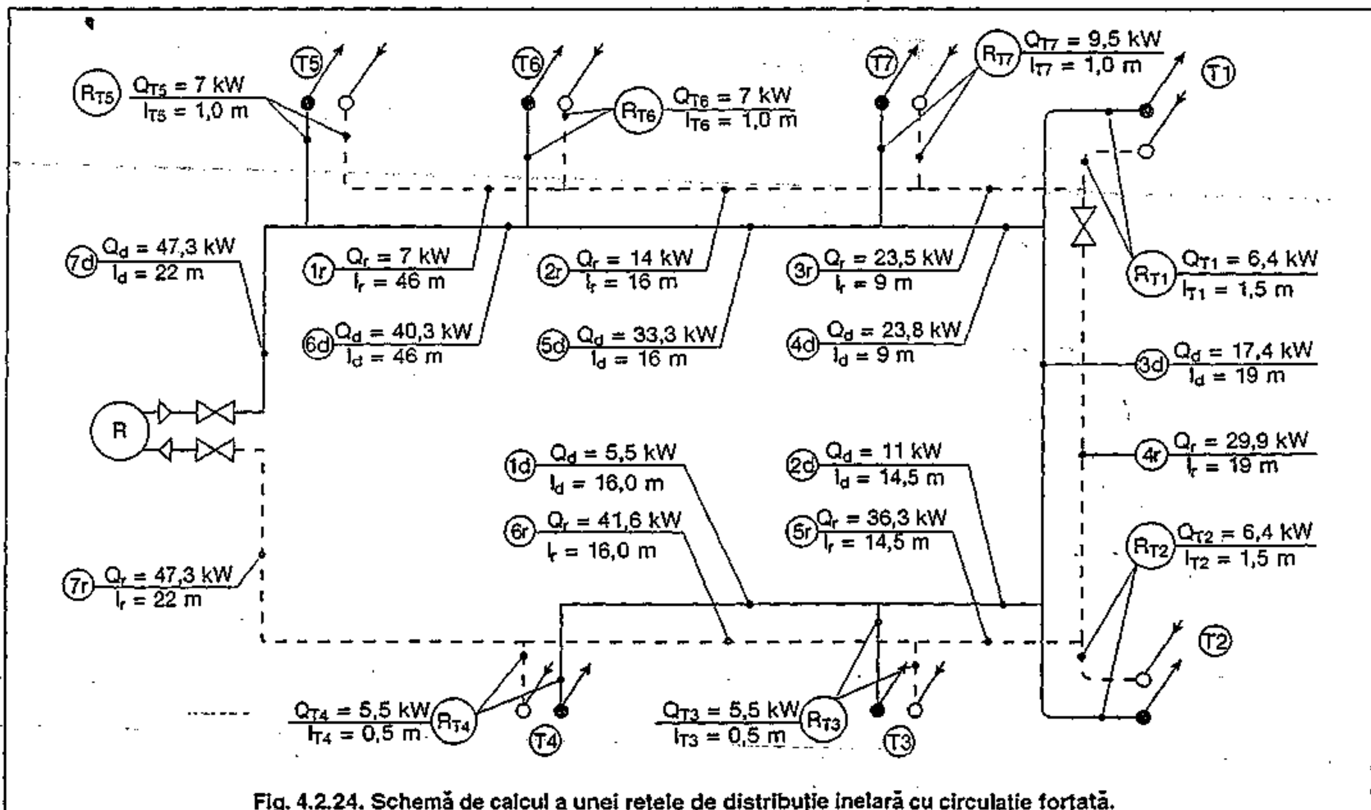


Fig. 4.2.24. Schemă de calcul a unei reţele de distribuţie inelară cu circulaţie forţată.

în care:

- l_{ech} este lungimea echivalentă unitară în funcţie de viteza agentului termic şi de diametrul conductei, pentru $\xi = 1$ (tab. 4.2.8);

- $\Sigma\xi$ - suma coeficienţilor de rezistenţă locală (tab. 4.2.4)

Pentru simplificare, în aplicaţiile practice se renunţă deseori la exprimarea separată a pierderii locale de sarcină Z_{Cu}, aceasta exprimându-se numai în funcţie de pierderea de sarcină liniară:

$$R_x l_x + Z_x = R_x (l_x + \Sigma l_{ech}) \text{ [Pa]} \quad (4.2.53)$$

- conducte tip polymutan,

$$Z_p = \frac{\rho_m \cdot v_x^2}{2} \cdot \sum \xi \quad \text{[Pa]} \quad (4.2.54)$$

în care:

- v_x este viteza agentului termic pe tronsonul de calcul [m/s];

- $\Sigma\xi$ - suma coeficienţilor de rezistenţă locală tab. 4.2.4;

• se stabilesc diametrele de pe circuitul principal (circuitul consumatorului cel mai depărtat) aplicând relaţia 4.2.6 transformată:

$d_x = f(Q_x, R_{mx})$ sau $d_x = f(G_x, R_{mx})$

luând în considerare şi modul de racordare la coloană (direct sau cu butelie de egalizare a presiunii);

• condiţia de echilibru hidraulic pentru fiecare din circuitele coloanelor celor două moduri de racordare este:

a. racordare directă

$$H_{DC}^{min} \le \sum(Rl+Z)_{CO} + Z_{MTH} + \sum(Rl+Z)_{CV} \le H_{DC}^{max} \quad (4.2.55)$$

în care indicii pentru pierderile de sarcină au semnificaţia următoare:

- *CO* este reţeaua orizontală de distribuţie de la consumator care poate fi arborescentă, radială sau inelară, realizată cu conducte din oţel, cupru sau polymutan;

- *MTH* - modulul termohidraulic în funcţie de nivelul de echipare a acestuia;

- *CV* - conductă verticală de alimentare bitubulară, de conducte din oţel, cupru sau polymutan.

b. - racordarea prin BEP

$$H_{DC}^{min} \le \sum(Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} \le H_{DC}^{max} \quad (4.2.56)$$

în care:

- Z_{BEP} sunt pierderile de sarcină locale în butelia de egalizare a presiunilor.

• Dimensionarea conductelor pentru reţeaua orizontală de distribuţie de la consumator se face ţinând seama de viteza economică (tab. 4.2.6), caracteristicile tehnice ale pompei de circulaţie, care în cazul acestei variante sunt:

• înălţimea de pompare

$$H_{PCO} = \Sigma(Rl+Z)_{CO} \text{ [Pa]} \quad (4.2.57)$$

• debitul pompei

$$G_{PCO} = \frac{\sum Q_{CO}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 \quad [m^3/h] \quad (4.2.58)$$

în care:

- $\Sigma(Rl + Z)_{CO}$ sunt pierderile de sarcină pe reţeaua de distribuţie orizontală de la consumator racordată la BEP [Pa];

- ΣQ_{CO} - suma debitelor de căldură din circuitul consumatorului [kW].

• Dimensionarea circuitelor intermediare ($MTH_2 \div MTH_5$) se face stabilind presiunile disponibile în fiecare racord, în funcţie de care se stabilesc diametrele şi se verifică condiţia de echilibru hidraulic.

a. - racordare directă

* presiunea disponibilă

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^5 (Rl+Z) - H_{1m}^{etaj};$$
$$\vdots \quad (4.2.59)$$
$$H_D^{MTH5} = \sum_1^8 (Rl+Z) - 4H_{1m}^{etaj};$$

în care:

$H_{1m}^{etaj} = 0{,}5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d)$

* pierderea de sarcină liniară unitară medie

$$R_m^{MTHx} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{MTHx}}{\sum l_{CO}} \quad \text{[Pa/m]} \quad (4.2.60)$$

în care:

- MTH_x este presiunea disponibilă în fiecare racord [Pa];

- Σl_{CO} - lungimea tronsoanelor conductelor de distribuţie de la consumator [m].

* diametrele conductelor se determină aplicând relaţia 4.2.6.

$$d_x = f(R_m^{MTHx}, Q_x) \quad (4.2.61)$$

* verificarea calculului de dimensionare cu relaţia:

Tabelul 4.2.16. Dimensionarea conductelor reţelei de distribuţie inelară (ex. 4)

Nr. tr.	Q [kW]	l [m]	d [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	(Rl + Z) [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
A. Reţeaua de ducere										
1d	5,5	16	3/4	0,2	30	0,6	480	12	492	5395
2d	11	14,5	1	0,24	30	1,15	435	23	458	4903
3d	17,4	19	1 1/4	0,2	25	2,5	475	50	525	4445
4d	23,8	9	1 1/4	0,29	32	0,35	288	14	302	3920
5d	33,3	16	1 1/4	0,42	60	0	960	0	960	3618
6d	40,3	16	1 1/2	0,37	42	0,3	672	24	696	2658
7d	47,3	22	1 1/2	0,44	65	5,6	1430	532	1962	1962
B. Reţeaua de întoarcere										
1r	7	16	3/4	0,25	42	0,8	672	24	696	6095
2r	14	16	1	0,29	48	0	768	0	768	5399
3r	23,5	9	1 1/4	0,28	30	3	270	117	387	4631
4r	29,9	19	1 1/4	0,37	48	1,8	912	126	1036	4244
5r	36,3	14,5	1 1/2	0,35	35	0,25	507	15	522	3208
6r	41,6	16	1 1/2	0,37	45	0,3	720	21	741	2686
7r	47,3	22	1 1/2	0,44	65	5,6	1430	515	1945	1945
C. Racordările coloanelor la reţea										
RT5	7	1	3/4	0,25	45	4,5	45	135	180	—
RT6	7	1	3/4	0,25	45	4,8	45	144	189	—
RT7	9,5	1	3/4	0,32	70	4,5	70	225	295	—
RT1	6,4	3	3/4	0,22	35	4,3	105	103	206	—
RT2	6,4	3	3/4	0,22	35	3,1	105	75	180	—
		3	1/2*	0,4	160	2	480	120	600	—
RT3	5,5	1	3/4	0,2	30	3,5	30	70	100	—
		1	1/2*	0,34	120	2,5	120	150	270	—
RT4	5,5	1	3/4	0,2	30	0,6	30	12	42	—
		1	1/2*	0,34	120	1,2	120	72	192	—
* transformare de diametru										

Tabelul 4.2.18. Verificarea condiţiilor de echilibru hidraulic ale reţelei de distribuţie inelară (ex. 4)

Condiţii de echilibrare hidraulică	Numărul de ordine al coloanei						
	T5	T6	T7	T1	T2	T3	T4
$\Sigma(Rl + Z)_d$	1962	2658	3618	3920	4445	4903	5395
$\Sigma(Rl + Z)_r$	6095	5399	4631	4244	3208	2686	1945
$\Sigma(Rl + Z)_{d+r}$	8057	8057	8249	8164	7653	7589	7340
$\Sigma(Rl + Z)_{RTx}$	180	189	295	206	180	100	42
$\Sigma(Rl + Z)_{d+r+RTx}$	8237	8246	8544	8370	7833	7689	7382
ε_r %	3,57	3,46	0	2,01	8,3	9,98	13,57
Z_{RF}	0	0	0	0	709	853	1160
$\Sigma(Rl + Z)^*_{RTx}$	—	—	—	—	600	270	192
$\Sigma(Rl + Z)^*_{d+r+RTx}$	—	—	—	—	8253	7859	7532
ε_r^* %	—	—	—	—	3,38	7,99	11,82
Z^*_{RF}	—	—	—	—	—	683	1010

$\Sigma(Rl+Z)_{MTHx,\ co} \leq H_D^{MTHx}$ (4.2.62)
pentru care abaterea medie relativă $\varepsilon_r \leq 5$ %
b. racordarea prin BEP
* presiunea disponibilă

$$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj};$$
$$\vdots \qquad (4.2.63)$$
$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8(Rl+Z) - 4H_{Tm}^{etaj};$$

* celelalte operații sunt indentice cu cele menționate la racordarea directă.

4.2.8.5.1 Rețele bitub cu distribuție arborescentă

Exemplul de calcul 5

Se dimensionează diametrele conductelor unei instalații de încălzire bitub cu circulație forțată și distribuție individuală, alcătuită în sistem arborescent. Caracteristicile termice și geometrice sunt cele din figura 4.2.25a considerând că rețeaua de conducte va fi alcătuită din oțel, cupru sau material termoplastic tip POLYMUTAN. Echiparea modulelor termohidraulice se consideră de tipul celei prezentate în figura 4.2.4a pentru racordarea directă și figura 4.2.4d pentru racordare cu BEP.

• indiferent de natura materialului din care se realizează rețeaua de conducte, presiunea disponibilă necesară la baza coloanei este aceeași și se determină din condițiile 4.2.43a și 4.2.43b după cum urmează:

a. racordarea directă

$$H_{BC}^{min} = 1{,}5 \cdot g \cdot (h_0 + 4h + h_1) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 1{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot (1{,}5 + 4 \cdot 2{,}7 + 0{,}65) \cdot 12{,}47 \cong 2376{,}27 \text{ Pa}$$
$$H_{BC}^{max} = 2 \cdot g \cdot (h_0 + 4h + h_1) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 2 \cdot 9{,}81 \cdot (1{,}5 + 4 \cdot 2{,}7 + 0{,}65) \cdot 12{,}47 \cong 3168{,}35 \text{ Pa}$$

b. racordarea prin BEP

$$H_{BC}^{min} = 1{,}5 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 1{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot (1{,}5 + 4 \cdot 2{,}7) \cdot 12{,}47 \cong 2257 \text{ Pa}$$
$$H_{BC}^{max} = 2 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 2 \cdot 9{,}81 \cdot (1{,}5 + 4 \cdot 2{,}7) \cdot 12{,}47 \cong 3009 \text{ Pa}$$

• pierderile unitare de sarcină medii corespunzătoare presiunilor disponibile H_{BC}^{min} și H_{BC}^{max} se calculează cu relațiile:

Tabelul 4.2.17. Valorile coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru rețeaua inelară (ex. 4)

Nr. tr.	Curbe r/d = 4	v / v_x	d / d_x	TTS	TTI	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
A. Circuitul de ducere							
1d	1 · 0,3 = 0,3	v_{1d}/v_{2d}=0,2/0,24=0,83	–	0,3	–	–	0,6
2d	–	v_{2d}/v_{3d}=0,24/0,2=1,2	–	1,15	–	–	1,15
3d	–	v_{3d}/v_{4d}=0,2/0,29=0,69	–	2,5	–	–	2,5
4d	–	v_{4d}/v_{5d}=0,29/0,42=0,69	–	0,35	–	–	0,35
5d	–	v_{5d}/v_{6d}=0,42/0,37=1,13	–	0	–	–	0
6d	–	v_{6d}/v_{7d}=0,37/0,44=0,84	–	0,3	–	–	0,3
7d	2 · 0,3 = 0,6	–	–	–	–	1 · 5 = 5	5,6
B. Circuitul de întoarcere							
1r	1 · 0,3 = 0,3	v_{1r}/v_{2r}=0,25/0,29=0,86	–	–	0,5	–	0,8
2r	–	v_{2r}/v_{3r}=0,29/0,28=1,03	–	–	0	–	0
3r	–	v_{3r}/v_{4r}=0,28/0,37=0,75	d_{3r}/d_{4r}=1	–	3	–	3
4r	–	v_{4r}/v_{5r}=0,37/0,35=1,06	d_{4r}/d_{5r}=1 1/4/1 1/2=0,86	–	1,8	–	1,8
5r	–	v_{5r}/v_{6r}=0,35/0,37=0,94	–	–	0,25	–	0,25
6r	–	v_{6r}/v_{7r}=0,37/0,44=0,84	–	–	0,3	–	0,3
7r	2 · 0,3 = 0,6	–	–	–	–	1 · 5 = 5	5,6
C. Racordurile coloanelor							
RT5	–	v_{RT5}/v_{7d}=0,25/0,44=0,56	–	4,5	–	–	4,5
RT6	–	v_{RT6}/v_{6d}=0,25/0,37=0,67	–	3,5	–	–	4,8
	–	v_{RT6}/v_{2d}=0,25/0,29=0,86	–	–	1,3	–	
RT7	–	v_{RT2}/v_{5d}=0,32/0,42=0,76	–	3	–	–	4,5
	–	v_{RT2}/v_{3r}=0,32/0,28=1,14	–	–	1,5	–	
RT1	–	v_{RT1}/v_{4d}=0,22/0,29=0,76	–	3	–	–	4,3
	–	v_{RT1}/v_{4r}=0,22/0,37=0,59	d_{RT1}/d_{4r}=0,59	–	1,3	–	
RT2	–	v_{RT2}/v_{3d}=0,22/0,2=1,1	–	1,8	–	–	3,1
	–	v_{RT2}/v_{5r}=0,22/0,35=0,63	d_{RT2}/d_{5r}=0,51	–	1,3	–	
	–	$v_{RT2}*/v_{3d}$=0,4/0,2=2	–	1	–	–	2
	–	$v_{RT2}*/v_{5r}$=0,4/0,35=1,14	$d_{RT2}*/d_{5r}$=0,38	–	1	–	
RT3	–	v_{RT3}/v_{2d}=0,2/0,24=0,83	–	2,2	–	–	3,5
	–	v_{RT3}/v_{6r}=0,2/0,37=0,83	–	–	1,3	–	
	–	$v_{RT3}*/v_{2d}$=0,34/0,24=1,14	–	1,5	–	–	2,5
	–	$v_{RT3}*/v_{6r}$=0,34/0,37=0,92	$d_{RT3}*/d_{6r}$=0,38	–	1	–	
RT4	–	v_{RT4}/v_{7r}=0,2/0,44=0,45	–	–	0,6	–	0,6
	–	$v_{RT4}*/v_{7r}$=0,34/0,44=0,77	–	–	1,2	–	1,2

a. racordarea directă

$$R^{a}_{min}=\frac{(1-a)\cdot H^{min}_{DC}}{\sum l}=\frac{(1-0,33)\cdot 2376,27}{38}=41,9\ \text{Pa/m}$$

$\Sigma l = 2\cdot(h_0 + 4h) + (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) =$
$= 2\cdot(1,5 + 4\cdot 2,7) + (4 + 3,2 + 2,8 + 3,4) = 38$ m

$$R^{a}_{max}=\frac{(1-a)\cdot H^{max}_{DC}}{\sum l}=\frac{(1-0,33)\cdot 3168,35}{38}=55,86\ \text{Pa/m}$$

b. racordare prin BEP

$$R^{b}_{min}=\frac{(1-a)\cdot H^{min}_{DC}}{\sum l}=\frac{(1-0,33)\cdot 2257}{24,60}=61,47\ \text{Pa/m}$$

$\Sigma l = 2\cdot(h_0 + 4h) = 2\cdot(1,5 + 4\cdot 2,7) = 24,6$ m

$$R^{b}_{max}=\frac{(1-a)\cdot H^{max}_{DC}}{\sum l}=\frac{(1-0,33)\cdot 3009}{24,60}=81,95\ \text{Pa/m}$$

• valorile R_{min} și R_{max} permit identificarea zonei de stabilire a diametrelor necesare, în tabele sau diagrame de calcul, fiind permisă adoptarea altor valori mai mari sau mai mici cu condiția ca, în final, valoarea medie să fie între limitele stabilite mai sus, adică: $R_{min} \le R_m^{obținut} \le R_{max}$.

□ **pentru rețele de conducte din oțel,** diametrele și pierderile totale de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.19, în care dimensionarea urmărește un circuit orizontal situat la ultimul nivel (tab. 4.2.19 A) și două variante de racordare la coloane: varianta cu racordare directă (tab. 4.2.19 B) și varianta cu racordare directă prin BEP (tab. 4.2.19 C). Stabilirea coeficienților de rezistență locală, prezentată în tabelul 4.2.20, se face ținând seama de rezistențele locale rezultate din configurația rețelei orizontale și verticale (fig. 4.2.25a), utilizând datele din tabelul 4.2.4. Diametrele conductelor și vitezele agentului termic în conducte se stabilesc în acord cu datele din tabelul 4.2.3, utilizând banda de valori $R_{min} < R_m \nless R_{max}$.

• verificarea rezultatelor din tabelul 4.2.19 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare.

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină
$\sum_1^4(Rl+Z)_{A(CO)} + \sum_1^5(Rl+Z)_{B(CV)} + Z_{MTH1} =$
$=1473,70 + 938,09 = 2411,79 + Z_{MTH1}$ Pa
unde pierderile de sarcină aferente MTH_1 depind de varianta de echipare adoptată;

- condiția de echilibru hidraulic este
$H^{min}_{DC} = 2376,27 < \Sigma(Rl+Z)_{A+B} + Z_{MTH1} =$
$=2411,79 + Z_{MTH1} < H^{max}_{DC} = 3168,35$ Pa

b. racordare prin BEP

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical, din amonte de BEP
$\sum_1^5(Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,30 + Z_{BEP}$ Pa, unde pierderile locale de sarcină în butelia de egalizare a presiunilor Z_{BEP} este în funcție de geometria acesteia și regimul hidraulic.

- condiția de echilibru hidraulic este:
$H^{min}_{DC} = 2257 < \Sigma(Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} =$
$2383,3 + Z_{BEP} <$
$< H^{max}_{DC} = 3009$ Pa

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul orizontal 1 - 2 - 3 - 4 considerat secundar se stabilesc în ipoteza adaptării schemei din figura 4.2.4d.

• înălțimea de pompare
$H_{PCO} = \Sigma(Rl+Z)_{CO} = \Sigma(Rl+Z)_A = 1473,70$ Pa

• debitul pompei

$$G_{PCO}=\frac{\sum Q_{CO}}{c_p\cdot \Delta t\cdot \rho_m}\cdot 3600=\frac{9,00}{4,18\cdot 20\cdot 968,4}\cdot 3600=0,4\ \text{m}^3/\text{h}$$

• verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele secundare (2.1, 3.1 și 4.1) ale căror pierderi de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.19 A se face prin verificarea condiției de echilibru hidraulic în noduri. Egalitatea pierderilor de sarcină aferente circuitelor care converg către un nod se obține introducând pe circuitul secundar o pierdere suplimentară de sarcină Z_{RF}, prin reglarea robinetului cu dublă reglare (Rdr) atașat corpului de încălzire. Astfel:

- pentru circuitul 2.1
$\Sigma(Rl+Z)_{2.1} + Z^{2.1}_{RF} = 156,4 + Z^{2.1}_{RF} = \Sigma(Rl+Z)_1 = 366,6$ Pa

Din condiția de echilibru hidraulic rezultă treapta de reglare $T^{2.1}_{RF}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Q_{C2}, $T^{2.1}_{RF} = f\,(G_{2.1}, Z^{2.1}_{RF})$, în care:

$Z^{2.1}_{RF} = 366,60 - 156,40 = 210,20$ Pa

$$G_{2.1}=\frac{Q_{2.1}}{c_p\cdot \Delta t\cdot \rho_m}\cdot 3600=\frac{2,10}{4,18\cdot 20\cdot 0,968}\cdot 3600\cong 93,42\ \text{l/h}$$

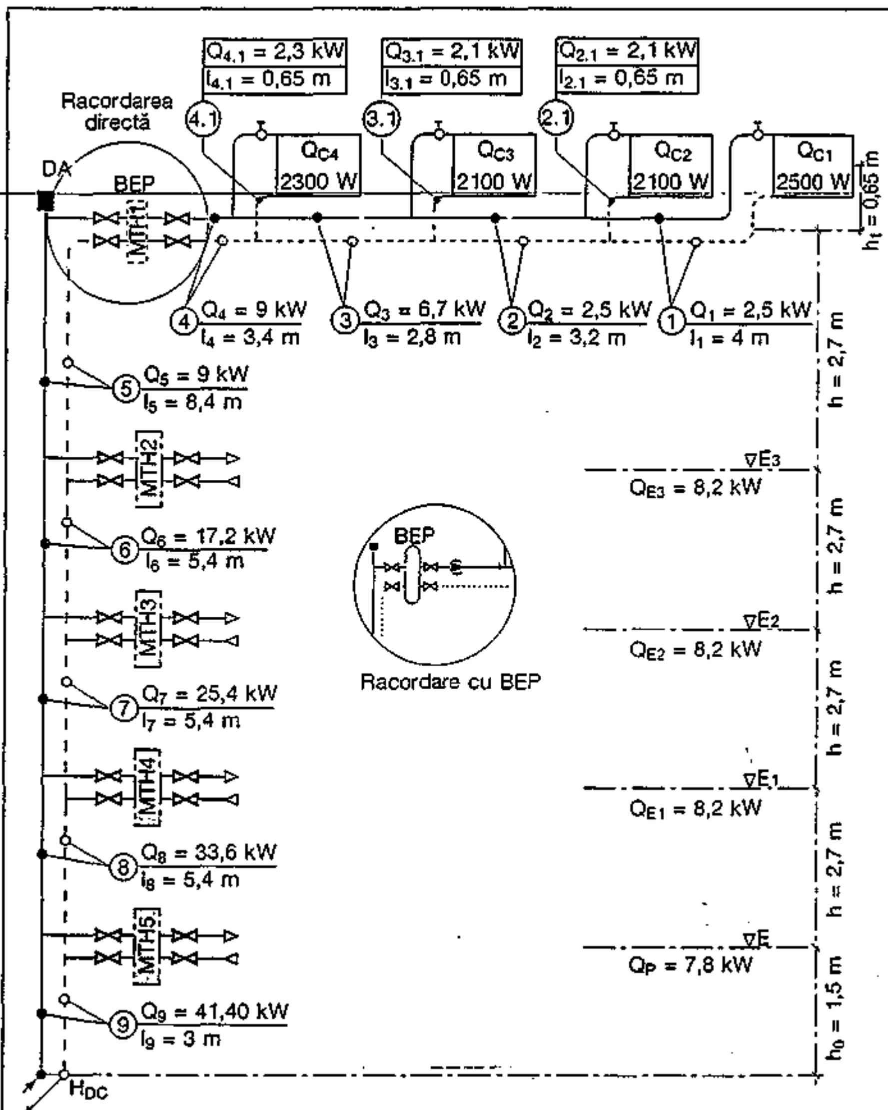


Fig. 4.2.25a. Schema de calcul pentru instalația bitub cu circulație forțată pentru consumatori individuali, cu racordare directă și BEP cu distribuție arborescentă.

- pentru circuitul 3.1

$\Sigma(Rl+Z)_{3.1} + Z_{RF}^{3.1} = 146{,}4 + Z_{RF}^{3.1} = \sum_{}^{2}(Rl+Z) = 600{,}2$ Pa,

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{3.1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Q_{C3}, este $T_{RF}^{3.1} = f\,(G_{3.1}, Z_{RF}^{3.1})$;

în care:

$Z_{RF}^{3.1} = 600{,}2 - 146{,}4 = 453{,}8$ Pa

$$G_{3.1} = \frac{Q_{3.1}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2{,}10}{4{,}18 \cdot 20 \cdot 0{,}968} \cdot 3600 \cong 93{,}42 \text{ l/h}$$

- pentru circuitul 4.1

$\Sigma(Rl+Z)_{4.1} + Z_{RF}^{4.1} = 214{,}0 + Z_{RF}^{4.1} = \sum_{}^{3}(Rl+Z) = 867{,}7$ Pa;

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{4.1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Q_{C4}, este $T_{RF}^{4.1} = f\,(G_{4.1}, Z_{RF}^{4.1})$;

în care:

$Z_{RF}^{4.1} = 867{,}7 - 214{,}0 = 653{,}7$ Pa

$$G_{4.1} = \frac{Q_{4.1}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2{,}30}{4{,}18 \cdot 20 \cdot 0{,}968} \cdot 3600 \cong 102{,}32 \text{ l/h}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie calculând presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.19 A + B)

$$H_D^{MTH2} = \sum_{1}^{5}(Rl+Z) - H_{Tm}^{etaj} = 1728{,}50 - 165{,}15 = 1563{,}35 \text{ Pa}$$

unde:

$$H_{Tm}^{etaj} = 0{,}5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_t - \rho_d) = 0{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}70 \cdot 12{,}47 = 165{,}15 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_{1}^{6}(Rl+Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1842{,}3 - 2 \cdot 165{,}15 = 1512{,}0 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_{1}^{7}(Rl+Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2073{,}35 - 3 \cdot 165{,}15 = 1577{,}9 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_{1}^{8}(Rl+Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2234{,}79 - 4 \cdot 165{,}15 = 1574{,}19 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\Sigma(Rl+Z)_{CO}^{x}$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx}. Dimensionarea circuitelor orizontale se face aplicând aceeași metodologie de calcul cu respectarea condițiilor de echilibrare hidraulică.

Tabelul 4.2.19. Dimensionarea tronsoanelor și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețelele bitub orizontale, cu conducte din oțel (ex. 5)

Nr. tronson	Q [kW]	l [m]	d [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	(Rl + Z) [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă										
1	2,5	8	1/2	0,16	30	10,55	240	126,6	366,6	366,6
2	4,6	6,4	3/4	0,22	35	0,4	224	9,6	233,6	600,2
3	6,7	5,6	3/4	0,24	40	1,5	224	43,5	267,5	867,7
4	9	6,8	3/4	0,32	70	2,6	476	130	606	1473,7
2.1	2,1	1,3	1/2	0,13	20	16,3	26	130,4	156,4	$T_{RF}^{2.1}$
3.1	2,1	1,3	1/2	0,13	20	15,05	26	120,4	146,4	$T_{RF}^{3.1}$
4.1	2,3	1,3	1/2	0,15	25	16,5	32,5	181,5	214	$T_{RF}^{4.1}$
B. Conducte verticale cu racordare directă										
5	9	8,4	1	0,18	20	1,4	168	86,8	254,8	254,8
6	17,2	5,4	1 1/4	0,2	17	1,1	91,8	22	113,8	368,6
7	25,4	5,4	1 1/4	0,3	35	0,95	189	42,75	231,75	600,35
8	33,6	5,4	1 1/2	0,28	25	0,66	135	25,74	160,74	761,09
9	41,4	3	1 1/2	0,38	45	0,6	135	42	177	938,09
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de egalizarea presiunilor (BEP)										
5	9	8,4	3/4	0,32	70	0,65	588	32,5	620,5	620,5
6	17,2	5,4	1	0,36	70	0	378	0	378	998,5
7	25,4	5,4	1	0,52	120	0	648	0	648	1646,5
8	33,6	5,4	1 1/4	0,42	60	0,72	324	64,8	388,8	2035,3
9	41,4	3	1 1/4	0,52	90	0,6	270	78	348	2383,3

Tabelul 4.2.20. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru rețele bitub orizontale și conducte din oțel (ex. 5)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 4	v / v_x	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă									
1	2,5	4	2	2 · 0,3	$v_1/v_2 = 0{,}16/0{,}22 = 0{,}73$	0,5	0,95	—	10,55
2	—	—	—	—	$v_2/v_3 = 0{,}22/0{,}24 = 0{,}92$	0,1	0,3	—	0,4
3	—	—	—	2 · 0,3	$v_3/v_4 = 0{,}24/0{,}32 = 0{,}75$	0,3	0,6	—	1,5
4	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	2 · 1 = 2	2,6
2.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{2.1}/v_2 = 0{,}13/0{,}22 = 0{,}43$	7	0,5	—	16,3
3.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{3.1}/v_3 = 0{,}13/0{,}24 = 0{,}54$	5,5	0,75	—	15,05
4.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{4.1}/v_4 = 0{,}15/0{,}32 = 0{,}47$	7	0,7	—	16,5
B. Conducte verticale cu racordare directă									
5	—	—	—	—	$v_5/v_6 = 0{,}18/0{,}2 = 0{,}9$	0,5	0,9	—	1,4
6	—	—	—	—	$v_6/v_7 = 0{,}2/0{,}3 = 0{,}66$	0,4	0,7	—	1,1
7	—	—	—	—	$v_7/v_8 = 0{,}3/0{,}38 = 0{,}71$	0,2	0,75	—	0,95
8	—	—	—	—	$v_8/v_9 = 0{,}28/0{,}38 = 0{,}74$	0,28	0,38	—	0,66
9	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	—	0,6
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de egalizare a presiunilor (BEP)									
5	—	—	—	—	$v_5/v_6 = 0{,}32/0{,}36 = 0{,}88$	0,25	0,4	—	0,65
6	—	—	—	—	$v_6/v_7 = 0{,}36/0{,}52 = 1{,}2$	0	0	—	0
7	—	—	—	—	$v_7/v_8 = 0{,}52/0{,}42 = 1{,}23$	0	0	—	0
8	—	—	—	—	$v_8/v_9 = 0{,}42/0{,}52 = 0{,}81$	0,22	0,5	—	0,72
9	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	—	0,6

b. racordarea prin BEP (tab. 4.2.19 C)

$$H_D^{MTH2}=\sum\left(RI+Z\right)_5-H_{Tm}^{etaj}=620{,}50-165{,}15=455{,}35\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH3}=\sum_5^6\left(RI+Z\right)-2\cdot H_{Tm}^{etaj}=998{,}50-2\cdot165{,}15=668{,}20\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH4}=\sum_5^7\left(RI+Z\right)-3\cdot H_{Tm}^{etaj}=1646{,}50-3\cdot165{,}15=1151{,}05\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH5}=\sum_5^8\left(RI+Z\right)-4\cdot H_{Tm}^{etaj}=2035{,}30-4\cdot165{,}15=1374{,}70\ \text{Pa}$$

Presiunea disponibilă obţinută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare şi a pierderilor locale de sarcină în BEP.

Circuitul secundar se dimensionează asemănător circuitului 1, 2, 3 şi 4 pierderea de sarcină fiind acoperită de o pompă de circulaţie montată pe acest circuit. Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc ţinând seama de pierderile de sarcină obţinute şi debitele vehiculate, la fiecare nivel, utilizând relaţiile 4.2.57 şi 4.2.58.

❑ pentru reţele de conducte din cupru, diametrele şi pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.21, unde (ca şi în cazul precedent), dimensionarea se face pentru un circuit orizontal situat la ultimul nivel (tab. 4.2.21 A) şi două variante de racordare la coloane: varianta cu racordare directă (tab. 4.2.21 B) şi varianta cu racordare prin BEP (tab. 4.2.21 C). Evaluarea coeficienţilor de rezistenţă locală, prezentată în tabelul 4.2.22, urmăreşte metodologia enunţată anterior şi se face ţinând seama de rezistenţele locale rezultate din configuraţia reţelei orizontale şi verticale (fig. 4.2.25 a), utilizând datele din tabelele 4.2.4 şi 4.2.8. Diametrele conductelor şi vitezele agentului termic în conducte au fost stabilite utilizând tabelul 4.2.7.

• verificarea rezultatelor din tabelul 4.2.21 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare. Astfel, pentru:

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină (tab. 4.2.21 A+B)

$$\sum_1^4\left(RI+Z\right)_{A(CO)}+\sum_5^9\left(RI+Z\right)_{B(CV)}=1314{,}35+1511{,}92=2826{,}27\ \text{Pa}$$

la care se adaugă pierderile de sarcină Z_{MTH1} în MTH_1, ce depind de varianta de echipare adoptată.

- condiţia de echilibru hidraulic este:

H_{DC}^{min} = 2376,27 < $\Sigma(RI+Z)_{A+B}$ + Z_{MTH1} = 2826,27 + Z_{MTH1} < < H_{DC}^{max} = 3168,35 Pa

b. racordare prin BEP

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical, din amonte de BEP (tab. 4.2.21 C)

$$\sum_5^9\left(RI+Z\right)_{CV}+Z_{BEP}=2236{,}21\ \text{Pa}$$

- condiţia de echilibru hidraulic este:

H_{DC}^{min} = 2257 < $\Sigma(RI+Z)_{CV}$ + Z_{BEP} = 2236,21 + Z_{BEP} < < H_{DC}^{max} = 3009 Pa

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulaţie de pe circuitul orizontal 1 - 2 - 3 - 4, conform schemei din figura 4.2.4. *d.*

• înălţimea de pompare

$$H_{PCO}=\sum\left(RI+Z\right)_{CO}=\sum_1^4\left(RI+Z\right)_A=1314{,}35\ \text{Pa}$$

• debitul pompei

$$G_{PCO}=\frac{\sum Q_{CO}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{9{,}00}{4{,}18\cdot20\cdot968{,}4}\cdot3600=0{,}4\ \text{m}^3/\text{h}$$

• verificarea rezultatelor obţinute pentru circuitele secundare (2.1, 3.1 şi 4.1), ale căror pierderi de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.21 A se face urmărind aceeaşi metodologie indicată la reţelele de conducte din oţel. Astfel:

- pentru circuitul 2.1

$\Sigma(RI+Z)_{2.1}$ + $Z_{RF}^{2.1}$ = 184,0 + $Z_{RF}^{2.1}$ = $\Sigma(RI+Z)_1$ = 249,12 Pa

Din condiţia de echilibru hidraulic rezultă treapta de reglare $T_{RF}^{2.1}$ a robinetului ataşat corpului de încălzire Q_{C2}, care este: $T_{RF}^{2.1} = f\,(G_{2.1}, Z_{RF}^{2.1})$, în care:

$Z_{RF}^{2.1}$ = 249,12 - 184,00 = 65,12 Pa

$$G_{2.1}=\frac{Q_{2.1}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{2{,}10}{4{,}18\cdot20\cdot0{,}968}\cdot3600\cong93{,}42\ \text{l/h}$$

- pentru circuitul 3.1

$\Sigma(RI+Z)_{3.1}$ + $Z_{RF}^{3.1}$ = 184 + $Z_{RF}^{3.1}$ = $\sum_1^2(RI+Z)$ = 724,77 Pa

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{3.1}$ a robinetului ataşat corpului de încălzire Q_{C3}, este $T_{RF}^{3.1} = f\,(G_{3.1}, Z_{RF}^{3.1})$, în care:

$Z_{RF}^{3.1}$ = 724,77 - 184,00 = 540,77 Pa

$$G_{3.1}=\frac{Q_{3.1}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{2{,}10}{4{,}18\cdot20\cdot0{,}968}\cdot3600\cong93{,}42\ \text{l/h}$$

- pentru circuitul 4.1

$\Sigma(RI+Z)_{4.1}$ + $Z_{RF}^{4.1}$ = 225,5 + $Z_{RF}^{4.1}$ = $\sum_1^3(RI+Z)$ = 1037,6 Pa

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{4.1}$ a robinetului ataşat corpului de încălzire Q_{C4}, este: $T_{RF}^{4.1} = f\,(G_{4.1}, Z_{RF}^{4.1})$, în care:

$Z_{RF}^{4.1}$ = 1037,6 - 225,5 = 812,1 Pa

$$G_{4.1}=\frac{Q_{4.1}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{2{,}30}{4{,}18\cdot20\cdot0{,}968}\cdot3600\cong102{,}32\ \text{l/h}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 şi P) se dimensionează după aceeaşi metodologie calculând presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.21 A + B)

$$H_D^{MTH2}=\sum_1^5\left(RI+Z\right)-H_{Tm}^{etaj}=1532{,}22-165{,}15=1367{,}07\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH3}=\sum_1^6\left(RI+Z\right)-2\cdot H_{Tm}^{etaj}=1698{,}12-2\cdot165{,}15=1367{,}82\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH4}=\sum_1^7\left(RI+Z\right)-3\cdot H_{Tm}^{etaj}=2031{,}12-3\cdot165{,}15=1535{,}67\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH5}=\sum_1^8\left(RI+Z\right)-4\cdot H_{Tm}^{etaj}=2635{,}92-4\cdot165{,}15=1965{,}32\ \text{Pa}$$

unde:

$$H_{Tm}^{etaj}=0{,}5\cdot g\cdot h\cdot\left(\rho_i-\rho_d\right)=0{,}5\cdot9{,}81\cdot2{,}7\cdot12{,}47=165{,}15\ \text{Pa}$$

Presiunea disponibilă obţinută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\Sigma(RI+Z)_{CO}^{x}$ şi a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx}. Dimensionarea circuitelor orizontale urmând aceeaşi metodologie cu respectarea condiţiilor impuse de relaţiile 4.2.59...4.2.62.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.21 C)

$$H_D^{MTH2}=\sum\left(RI+Z\right)_5-H_{Tm}^{etaj}=217{,}87-165{,}15=52{,}72\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH3}=\sum_5^6\left(RI+Z\right)-2\cdot H_{Tm}^{etaj}=792{,}16-2\cdot165{,}15=461{,}86\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH4}=\sum_5^7\left(RI+Z\right)-3\cdot H_{Tm}^{etaj}=1125{,}16-3\cdot165{,}15=629{,}71\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH5}=\sum_5^8\left(RI+Z\right)-4\cdot H_{Tm}^{etaj}=1729{,}96-4\cdot165{,}15=1069{,}36\ \text{Pa}$$

Presiunea disponibilă obţinută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare şi a pierderilor locale de sarcină în BEP. Dacă este cazul, pe conductele de racord se pot prevedea şi organe de reglare pentru disiparea

surplusului de presiune disponibilă.

Circuitul secundar se dimensionează asemănător circuitului 1, 2, 3 şi 4, pierderea de sarcină fiind acoperită de o pompă de circulaţie montată pe acest circuit. Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc în concordanţă cu pierderile de sarcină obţinute şi debitele vehiculate, la fiecare nivel, utilizând relaţiile 4.2.57 şi 4.2.58.

❑ pentru reţele de conducte din materiale termoplastice tip Polymutan, diametrele şi pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.23 unde, ca şi în cazurile precedente, dimensionarea se referă la un circuit orizontal situat la ultimul nivel (tab. 4.2.23 A) şi două variante de racordare prin BEP (tab. 4.2.23 C). Calculul coeficienţilor de rezistenţă locală, centralizat în tabelul 4.2.24, s-a făcut ţinând seama de rezistenţele locale rezultate din configuraţia reţelei orizontale şi verticale (fig. 4.2.25a), utilizând datele din tabelul 4.2.11 şi relaţia 4.2.54.

• verificarea rezultatelor din tabelul 4.2.23 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate la baza coloanei pentru fiecare variantă de racordare.

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină (tab. 4.2.23 A+B)

$$\sum_{1}^{4}\left(Rl+Z\right)_{A(CO)}+\sum_{5}^{9}\left(Rl+Z\right)_{B(CV)}=1234{,}14+1272{,}17=2506{,}31\ \text{Pa}$$

la care se adaugă pierderile de sarcină Z_{MTH1} în MTH_1 ce depind de varianta de echipare adoptată.

- condiţia de echilibru hidraulic este:

$H_{DC}^{min} = 2376{,}27 < \Sigma(Rl+Z)_{A+B} + Z_{MTH1} = 2506{,}31 + Z_{MTH1} <$
$< H_{DC}^{max} = 3168{,}35$ Pa

b. racordare prin BEP

- ~~suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul~~ vertical, din amonte de BEP (tab. 4.2.23 C)

$$\sum_{5}^{9}\left(Rl+Z\right)_{CV}=2581{,}73\ \text{Pa}$$

- condiţia de echilibru hidraulic este:

$H_{DC}^{min} = 2257 < \Sigma(Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2581{,}73 + Z_{BEP} <$
$< H_{DC}^{max} = 3009$ Pa

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulaţie de pe circuitul orizontal 1 - 2 - 3 - 4, conform schemei din figura 4.2.4d.

Tabelul 4.2.21. Dimensionarea tronsoanelor şi evaluarea pierderilor de sarcină, pentru reţelele bitub orizontale, cu conducte din cupru (ex. 5)

Nr. tronson	Q [kW]	G [kg/h]	l [m]	d·δ [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	l_{ech} [m]	Σl [m]	R · Σl [Pa]	Σ(RΣl) [Pa]
A. Conducte orizontale cu distribuţie arborescentă										
1	2,5	107,65	8	18 · 1	0,151	24	2.38	10,38	249,12	249,12
2	4,6	198,08	6.4	18 · 1	0,28	70	0,495	6.895	482,65	724,77
3	6,7	288,52	5,6	22 · 1	0,26	47	1,056	6,656	312,83	1037,6
4	9	387,56	6,8	28 · 1	0,22	25	4.27	11,07	276,75	1314,35
2.1	2,1	90,43	1,3	15 · 1	0,188	46	2,7	4	184	$T_{RF}^{2.1}$
3.1	2,1	90,43	1,3	15 · 1	0,188	46	2,7	4	184	$T_{RF}^{3.1}$
4.1	2,3	90,04	1,3	15 · 1	0,22	55	2,8	4,1	225,5	$T_{RF}^{4.1}$
B. Conducte verticale cu racordare directă										
5	9	387,56	8,4	28 · 1	0,22	25	0,315	8,715	217,87	217,87
6	17,2	740,66	5,4	35 · 1,5	0,261	26	0,981	6,381	165,9	383,77
7	25,4	1093,78	5,4	35 · 1,5	0,378	50	1,26	6,66	333	716,77
8	33,6	1446,89	5,4	35 · 1,5	0,527	90	1,32	6,72	604,8	1321,57
9	41,4	1782,77	3	42 · 1,5	0,41	47	1,05	4,05	190,35	1511,92
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de egalizarea presiunilor (BEP)										
5	9	387,56	8,4	28 · 1	0,22	25	0,315	8,715	217,87	217,87
6	17,2	740,66	5,4	28 · 1	0,44	90	0,981	6,381	574,29	792,16
7	25,4	1093,78	5,4	35 · 1,5	0,378	50	1,26	6,66	333	1125,16
8	33,6	1446,89	5,4	35 · 1,5	0,527	90	1,32	6,72	604,8	1729,97
9	41,4	1782,77	3	35 · 1,5	0,62	125	1,05	4,05	506,25	2236,21

• înălţimea de pompare

$$H_{PCO}=\sum\left(Rl+Z\right)_{CO}=\sum_{1}^{4}\left(Rl+Z\right)_{A}=1234{,}14\ \text{Pa}$$

• debitul pompei

$$G_{PCO}=\frac{\sum Q_{CO}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600=\frac{9{,}00}{4{,}18\cdot 20\cdot 968{,}4}\cdot 3600=0{,}4\ \text{m}^3/\text{h}$$

• verificarea rezultatelor obţinute pentru circuitele secundare (2.1, 3.1 şi 4.1), ale căror pierderi de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.21 A se face urmărind aceeaşi metodologie indicată la reţelele de conducte din oţel. Astfel:

- pentru circuitul 2.1

$\Sigma(Rl+Z)_{2.1} + Z_{RF}^{2.1} = 1156{,}62 + Z_{RF}^{2.1} = \Sigma(Rl+Z)_1 = 363{,}73$ Pa

Din condiţia de echilibru hidraulic rezultă treapta de reglare $T_{RF}^{2.1}$ a robinetului ataşat corpului de încălzire Q_{C2}, care este $T_{RF}^{2.1} = f\,(G_{2.1},\ Z_{RF}^{2.1})$, în care:

$Z_{RF}^{2.1} = 363{,}73 - 115{,}62 = 248{,}11$ Pa

$$G_{2.1}=\frac{Q_{2.1}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600=\frac{2{,}10}{4{,}18\cdot 20\cdot 0{,}968}\cdot 3600\cong 93{,}42\ \text{l/h}$$

- pentru circuitul 3.1

$\Sigma(Rl+Z)_{3.1} + Z_{RF}^{3.1} = 115{,}62 + Z_{RF}^{3.1} = \sum_{1}^{2}(Rl+Z) = 608{,}29$ Pa

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{3.1}$ a robinetului ataşat corpului de încălzire Q_{C4}, este $T_{RF}^{3.1} = f\,(G_{3.1},\ Z_{RF}^{3.1})$

în care:

$Z_{RF}^{3.1} = 608{,}29 - 115{,}62 = 492{,}67$ Pa

$$G_{3.1}=\frac{Q_{3.1}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600=\frac{2{,}10}{4{,}18\cdot 20\cdot 0{,}968}\cdot 3600\cong 93{,}42\ \text{l/h}$$

- pentru circuitul 4.1

$\Sigma(Rl+Z)_{4.1} + Z_{RF}^{4.1} = 115{,}62 + Z_{RF}^{4.1} = \sum_{1}^{3}(Rl+Z) = 980{,}64$ Pa

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{4.1}$ a robinetului ataşat corpului de încălzire Q_{C4}, este $T_{RF}^{4.1} = f\,(G_{4.1},\ Z_{RF}^{4.1})$

în care:

Tabelul 4.2.22. Valoarea coeficienţilor de rezistenţă locală Σξ, pentru reţele bitub orizontale şi conducte din cupru (ex. 5)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 1,2	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
A. Conducte orizontale cu distribuţie arborescentă								
1	2,5	2	0,7	2 · 0,35	0,3	0,6	–	6,8
2	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
3	–	–	–	2 · 0,35	0,3	0,6	–	1,6
4	–	–	–	2 · 0,35	–	–	2 · 2,5	5,7
2.1	2,5	2	0,7	0,35	1,3	0,9	–	7,75
3.1	2,5	2,5	0,7	0,35	1,3	0,9	–	7,75
4.1	2,5	2,5	0,7	0,35	1,3	0,9	–	7,75
B. Conducte verticale cu racordare directă								
5	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
6	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
7	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
8	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
9	–	–	–	2 · 0,35	–	–	–	0,7
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de eg. a presiunilor (BEP)								
5	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
6	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
7	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
8	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
9	–	–	–	2 · 0,35	–	–	–	0,7

$$Z_{RF}^{4,1} = 980,64 - 115,62 = 865,02 \text{ Pa}$$

$$G_{4,1} = \frac{Q_{4,1}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,30}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \cong 102,32 \text{ l/h}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie calculând presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.23 A + B)

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^5 (Rl + Z) - H_{Tm}^{etaj} = 1485,11 - 165,15 = 1319,96 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^6 (Rl + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1677,67 - 2 \cdot 165,15 = 1347,37 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^7 (Rl + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2059,86 - 3 \cdot 165,15 = 1564,41 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2296,25 - 4 \cdot 165,15 = 1635,65 \text{ Pa}$$

unde:

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,7 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\Sigma(Rl+Z)_{CO}^{\xi}$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx}. Dimensionarea circuitelor orizontale urmând aceeași metodologie cu respectarea condițiilor impuse de relațiile 4.2.59...4.2.62.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.23 C)

$$H_D^{MTH2} = \sum (Rl + Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 772,79 - 165,15 = 607,64 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (Rl + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1327,28 - 2 \cdot 165,15 = 996,68 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (Rl + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1709,47 - 3 \cdot 165,15 = 1214,02 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2371,67 - 4 \cdot 165,15 = 1711,07 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și a pierderilor locale de sarcină în BEP.

Circuitul secundar se dimensionează asemănător circuitului 1, 2, 3 și 4, pierderea de sarcină fiind acoperită de o pompă de circulație montată pe acest circuit, ale cărei caracteristici hidraulice se stabilesc în funcție de pierderile de sarcină și debitele vehiculate, la fiecare nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

Tabelul 4.2.24. Valoarea coeficienților de rezistență locală, pentru rețele bitub orizontale, de conducte tip Polymutan (ex. 5)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 1,2	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă								
1	2,5	4	1,13	2 · 0,3	0,3	0,6	–	9,13
2	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
3	–	–	–	2 · 0,3	0,3	0,6	–	1,5
4	–	–	–	2 · 0,3	–	–	2 · 1,5	3,6
2.1	2,5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	–	10,13
3.1	2,5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	–	10,13
4.1	2,5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	–	10,13
B. Conducte verticale cu racordare directă								
5	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
6	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
7	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
8	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
9	–	–	–	2 · 0,3	–	–		0,6
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de eg. a presiunilor (BEP)								
5	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
6	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
7	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
8	–	–	–	–	0,3	0,6	–	0,9
9	–	–	–	2 · 0,3	–	–	–	0,6

Tabelul 4.2.23. Dimensionarea tronsoanelor și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețele bitub orizontale tip Polymutan (ex. 5)

Nr. tronson	Q [kW]	G [l/s]	l [m]	Dn [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Z [Pa]	R · l [Pa]	(Rl + Z) [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă											
1	2,5	0,031	8	15	0,15	33	9,13	99,73	264	363,73	363,73
2	4,6	0,057	6,4	20	0,18	36	0,9	14,15	230,4	244,56	608,29
3	6,7	0,082	5,6	20	0,24	59	1,5	41,95	330,4	372,35	980,64
4	9	0,11	6,8	25	0,19	28	3,6	63,1	190,4	253,5	1234,14
2.1	2,1	0,026	1,3	15	0,13	25	10,13	83,12	32,5	115,62	$T_{RF}^{2,1}$
3.1	2,1	0,026	1,3	15	0,13	25	10,13	83,12	32,5	115,62	$T_{RF}^{3,1}$
4.1	2,3	0,028	1,3	15	0,18	28	10,13	83,12	32,5	115,62	$T_{RF}^{4,1}$
B. Conducte verticale cu racordare directă											
5	9	0,11	8,4	25	0,19	28	0,9	15,77	235,2	250,97	250,97
6	17,2	0,211	5,4	32	0,24	31	0,9	25,16	167,4	192,56	443,53
7	25,4	0,313	5,4	32	0,31	63	0,9	41,99	340,2	382,19	825,72
8	33,6	0,414	5,4	40	0,31	36	0,9	41,99	194,4	236,39	1062,11
9	41,4	0,51	3	40	0,38	53	0,6	42,06	159	210,06	1272,17
C. Conducte verticale											
5	9	0,11	8,4	20	0,31	87	0,9	41,99	730,8	772,79	772,79
6	17,2	0,211	5,4	25	0,38	91	0,9	63,09	491,4	554,49	1327,28
7	25,4	0,313	5,4	32	0,31	63	0,9	41,99	340,2	382,19	1709,47
8	33,6	0,414	5,4	32	0,48	104	0,9	100,6	561,6	662,2	2371,67
9	41,4	0,51	3	40	0,38	53	0,6	42,06	159	210,06	2581,73

4.2.8.5.2 Rețele bitub cu distribuție radială

Exemplul de calcul 6

Se dimensionează diametrele conductelor unei instalații de încălzire bitub, cu circulație forțată și distribuție individuală alcătuită în sistem radial. Caracteristicile termice și geometrice sunt cele din figura 4.2.25 b iar echiparea modulelor termohidraulice se consideră de tipul celei prezentate în figura 4.2.4 c pentru racordare directă cu distribuitor *D* și colector *C* și figura 4.2.4 e pentru racordare prin BEP cu distribuitor *D* și colector *C*. Se consideră rețeaua de conducte executată din oțel, cupru sau material termoplastic tip polymutan.

• presiunea necesară la baza coloanei este aceeași, deoarece s-a păstrat configurația rețelei verticale de conducte de la distribuție arborescentă. Astfel, pentru:

a. racordare directă

$H_{BC}^{min} = 1,5\cdot g\cdot(h_0 + 4h + h_1)\cdot(\rho_i - \rho_d) =$
$= 1,5\cdot 9,81\cdot(1,5+4\cdot 2,7 + 0,65)\cdot 12,47 \cong 2376,27$ Pa

$H_{BC}^{max} = 2\cdot g\cdot(h_0 + 4h + h_1)\cdot(\rho_i - \rho_d) =$
$= 2\cdot 9,81\cdot(1,5 + 4\cdot 2,7 + 0,65)\cdot 12,47 \cong 3168,35$ Pa

b. racordare prin BEP

$H_{BC}^{min} = 1,5\cdot g\cdot(h_0 + 4h)\cdot(\rho_i - \rho_d) =$
$= 1,5\cdot 9,81\cdot(1,5+4\cdot 2,7)\cdot 12,47 \cong 2257$ Pa

$H_{BC}^{max} = 2\cdot g\cdot(h_0 + 4h)\cdot(\rho_i - \rho_d) =$
$= 2\cdot 9,81\cdot(1,5 + 4\cdot 2,7)\cdot 12,47 \cong 3009$ Pa

• pierderile unitare de sarcină medii corespunzătoare presiunilor disponibile H_{BC}^{min} și H_{BC}^{max} sunt următoarele:

a. racordare directă

$$R_{min} = \frac{(1-0,33)\cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} = \frac{(1-0,33)\cdot 2376,27}{38} = 41,89 \text{ Pa/m}$$

$\Sigma l = 2\cdot(h_0 + 4h) + l_1 = 2\cdot(1,5 + 4\cdot 2,7) + 13,4 = 38$ m

$$R_{max} = \frac{(1-0,33)\cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} = \frac{(1-0,33)\cdot 3168,35}{38} = 55,86 \text{ Pa/m}$$

b. racordare prin BEP

$$R_{min} = \frac{(1-0,33)\cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} = \frac{(1-0,33)\cdot 2257}{24,60} = 61,47 \text{ Pa/m}$$

$\Sigma l = 2\cdot(h_0 + 4h) = 2\cdot(1,5 + 4\cdot 2,7) = 24,60$ m

$$R_{max} = \frac{(1-0,33)\cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} = \frac{(1-0,33)\cdot 3009}{24,60} = 81,95 \text{ Pa/m}$$

□ pentru rețele din conducte din oțel ce fac parte din rețeaua orizontală, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.25, iar valoarea coeficienților de rezistență locală în tabelul 4.2.26. Pentru coeficienții de rezistență locală $\Sigma\xi$ s-au utilizat datele din tabelul 4.2.4, ținând seama de configurația rețelei orizontale din figura 4.2.25 b. Diametrele tronsoanelor s-au stabilit în funcție de sarcina termică și o rezistență termică medie cuprinsă în banda $R_{min}...R_{max}$, utilizând tabelul 4.2.3. Pentru circuitele verticale se mențin rezultatele obținute la exemplul 5 (tab. 4.2.19 B+C), deoarece configurația rețelei este aceeași;

• verificarea rezultatelor prezentate în tabelul 4.2.25 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare.

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină pe circuitul modulului MTH_1

$$\sum(Rl+Z)_T = \sum(Rl+Z)_1 + \sum_5^9(Rl+Z) = 1727,60+938,09 = 2665,69 \text{ Pa}$$

în care: $\Sigma(Rl + Z)_1$ sunt pierderile de sarcină pe circuitul cel mai lung al distribuției radiale de la ultimul nivel (tabelul 4.2.25);

$\sum_5^9(Rl+Z)$ sunt pierderile de sarcină pe circuitul vertical, considerat identic cu cel de la aplicația de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.19 B)

- condiția de echilibru hidraulic este:

$H_{BC}^{min} = 2376,27 < \Sigma(Rl+Z)_T = 2665,69 < H_{BC}^{max} = 3168,35$ Pa

rezultă o bună încadrare în limitele impuse.

b. racordare prin BEP

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical este centralizată în tabelul 4.2.19 C considerând că rețeaua verticală are aceeași configurație și încărcare termică.

$$\sum_5^9(Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,30 + Z_{BEP} \text{ [Pa]}$$

- iar condiția de echilibru hidraulic

$H_{BC}^{min} = 2257 < \sum_5^9(Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,30 + Z_{BEP} <$
$< H_{BC}^{max} = 3009$ Pa

este satisfăcută.

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul secundar se stabilesc în ipoteza adoptării schemei din figura 4.2.4 e.

• înălțimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum(Rl+Z)_1 + Z_{MTH_1} = 1727,60 + Z_{MTH_1} \text{ [Pa]}$$

în care Z_{MTH1} se stabilește în concordanță cu rezistențele locale introduse de echiparea MTH_1 pe circuitul secundar pe tronsoanele dintre BEP și D-C.

• debitul pompei

$$G_{PCO} = \frac{\sum Q_{CO}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18\cdot 20\cdot 968,4}\cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

• verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele radiale 2, 3 și 4 (fig. 4.2.25 b) ale căror pierderi de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.25 se face punând condiția de echilibru hidraulic în raport cu circuitul 1.

Se consideră că la distribuitor și colector (fig. 4.2.4 e) sunt prevăzute organe de reglare, la care se adaugă și capacitatea de disipare a presiunii disponibile neconsumate de către robinetul cu dublă reglare atașat corpului de încălzire. Pierderea locală de sarcină Z_{RF}^x, în organele de reglare, se determină ținând seama de recomandările anterioare:

$T_{RF}^x = f(G_x, Z_{RF}^x)$. Astfel:

- pentru circuitul 2

$\Sigma(Rl+Z)_1 = \Sigma(Rl+Z)_2 + \Sigma Z_{RF}^2 = 931,60 + \Sigma Z_{RF}^2 = 1727,60$ Pa

unde

$\Sigma Z_{RF}^2 = 1727,60 - 931,60 = 796$ Pa

Această presiune este consumată în organele de reglare de la distribuitor-colector și robinetul de la corpul de încălzire. Debitul de fluid care circulă prin aceste robinete este:

$$G_2 = \frac{Q_{C2}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18\cdot 20\cdot 0,968}\cdot 3600 \cong 93,42 \text{ l/h}$$

- pentru circuitul 3

$\Sigma(Rl+Z)_1 = \Sigma(Rl+Z)_3 + \Sigma Z_{RF}^3 = 749,60 + \Sigma Z_{RF}^3 = 1727,60$ Pa

unde $\Sigma Z_{RF}^3 = 1727,60 - 749,60 = 978$ Pa, presiune consumată în robinetele de reglare indicate la circuitul 2. Debitul de fluid

$G_3 = G_2 \cong 93,42$ l/h

- pentru circuitul 4

$\Sigma(Rl+Z)_1 = \Sigma(Rl+Z)_4 + \Sigma Z_{RF}^4 = 713,40 + \Sigma Z_{RF}^4 = 1727,60$ Pa

unde $\Sigma Z_{RF}^4 = 1727,60 - 713,40 = 1014,20$ Pa, presiunea consumată în robinetele de reglare indicate la circuitele 2 și 3.

Debitul de fluid:

$$G_4 = \frac{Q_{C4}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600 = \frac{2,30}{4,18\cdot 20\cdot 0,968}\cdot 3600 \cong 102,32 \text{ l/h}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1, și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.19 B și 4.2.25)

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_1^{CO} + \Sigma(Rl+Z)_5^{CV} - H_{Tm}^{etaj} =$
$= 1727,60 + 254,80 - 165,15 = 1817,25$ Pa

$$H_D^{MTH3} = \sum\left(Rl+Z\right)_1^{CO} + \sum_5^6\left(Rl+Z\right)_{CV} - 2\cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1727,60 + 368,60 - 2\cdot 165,15 = 1765,90 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum\left(Rl+Z\right)_1^{CO} + \sum_5^7\left(Rl+Z\right)_{CV} - 3\cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1727,60 + 600,35 - 3\cdot 165,15 = 1832,50 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum\left(Rl+Z\right)_1^{CO} + \sum_5^8\left(Rl+Z\right)_{CV} - 4\cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1727,60 + 761,09 - 4\cdot 165,15 = 1828,50 \text{ Pa}$$

unde

$H_{Tm}^{etaj} = 0,5\cdot g\cdot h\cdot(\rho_i - \rho_d) = 0,5\cdot 9,81\cdot 2,7\cdot 12,47 = 165,15$ Pa

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\Sigma(Rl+Z)_{CO}^{x}$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx}. Dimensionarea circuitelor orizontale se face urmând aceeași metodologie de calcul.

b. racordarea prin BEP

Considerând configurația rețelei verticale identică cu cea de la exemplul de la § 4.2.8.5.1, pe baza rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.19 C rezultă:

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 620,5 - 165,15 = 455,35$ Pa

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6\left(Rl+Z\right) - 2\cdot H_{Tm}^{etaj} = 998,5 - 2\cdot 165,15 = 668,20 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7\left(Rl+Z\right) - 3\cdot H_{Tm}^{etaj} = 1646,5 - 3\cdot 165,15 = 1151,05 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8\left(Rl+Z\right) - 4\cdot H_{Tm}^{etaj} = 2035,3 - 4\cdot 165,15 = 1374,7 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și pentru acoperirea pierderilor de sarcină în BEP.

Circuitele radiale secundare se dimensionează ca și în cazul racordării directe, pierderea de sarcină a acestora fiind acoperită de o pompă de circulație montată în aval de distribuitorul din dotarea MTH_x (fig. 4.2.4 e). Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc ținând seama de pierderile de sarcină în raport cu circuitul cel mai dezavantajat și debitul de fluid corespunzător tuturor consumatorilor de pe nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

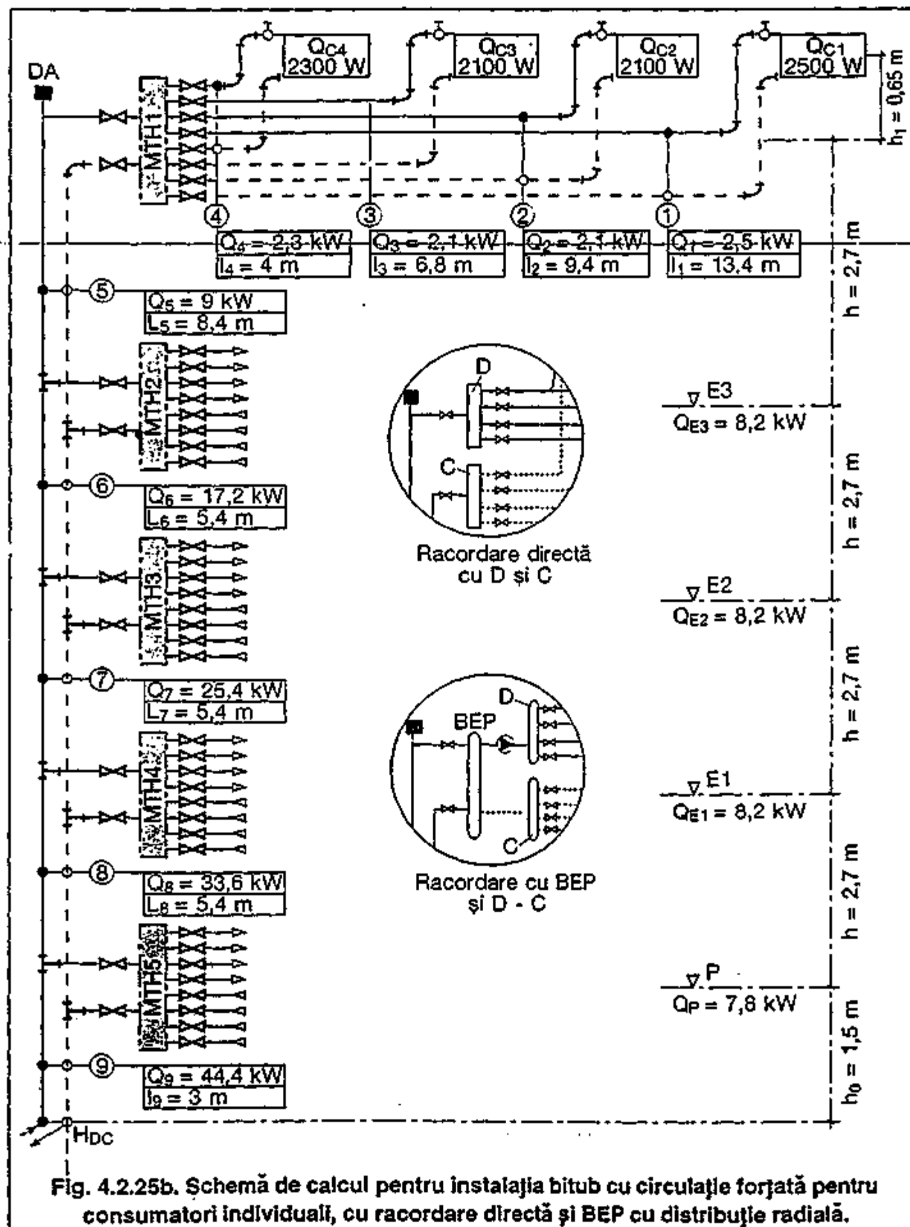


Fig. 4.2.25b. Schemă de calcul pentru instalația bitub cu circulație forțată pentru consumatori individuali, cu racordare directă și BEP cu distribuție radială.

❑ pentru rețele de conducte din cupru ce fac parte din rețeaua orizontală, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.27, iar valoarea coeficienților de rezistență locală, în tabelul 4.2.28. Pentru calculul coeficienților de rezistență locală s-au folosit datele din tabelele 4.2.4. și 4.2.8, ținând seama de configurația rețelei orizontale din figura 4.2.25 b. Diametrele conductelor s-au stabilit în funcție de sarcina termică și rezistența termică medie cuprinsă în banda $R_{min} \div R_{max}$, utilizând tabelul 4.2.7. Pentru circuitele verticale se mențin rezultatele obținute la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.21 B+C), considerând aceeași configurație a rețelei verticale.

• verificarea rezultatelor prezentate în tabelul 4.2.27 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare. Astfel, pentru:

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină pe circuitul modulului MTH_1

$$\sum(Rl+Z)_T = \sum(Rl+Z)_1 + \sum_5^9(Rl+Z) =$$
$$= 1126,45 + 1511,92 = 2638,38 \text{ Pa}$$

în care: $\Sigma(Rl + Z)_1$ reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul cel mai lung al distribuției radiale de la ultimul nivel (tab. 4.2.27);

$\sum_5^9\left(Rl+Z\right)$ reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul vertical, considerat identic cu cel al exemplului de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.21 B).

- condiția de echilibru hidraulic este:

$H_{DC}^{min} = 2376,27$ Pa $< \Sigma(Rl+Z)_T = 2638,38$ Pa $+ Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3168,35$ Pa

rezultă o bună încadrare în limitele impuse, chiar după adăugarea pierderilor

de sarcină aferente MTH_1.

b. racordarea prin BEP

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical este centralizată în tabelul 4.2.19 C considerând că rețeaua verticală are aceeași configurație și încărcare termică.

$$\sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2236{,}21 + Z_{BEP} \quad \text{Pa}$$

- iar condiția de echilibru hidraulic este:

$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2236{,}21 + Z_{BEP} <$
$< H_{DC}^{max} = 3009$ Pa

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul secundar se stabilesc în ipoteza adoptării schemei din figura 4.2.4e.
  - înălțimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum (Rl+Z)_1 + Z_{MTH} = 1126{,}45 + Z_{MTH} \quad \text{Pa}$$

în care Z_{MTH1} se stabilește ținând seama de rezistențele locale introduse de echiparea MTH_1 pe circuitul secundar pe tronsoanele dintre BEP și D-C.

  - debitul pompei

$$G_{PCO} = \frac{\sum Q_{CO}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9{,}00}{4{,}18 \cdot 20 \cdot 968{,}4} \cdot 3600 = 0{,}4 \ \text{m}^3/\text{h}$$

  - verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele radiale 2, 3 și 4 (fig. 4.2.25b) ale căror pierderi de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.27 se face punând condiția de echilibru hidraulic în raport cu circuitul 1.

Metodologia de calcul este cea indicată la rețelele de conducte din oțel. Astfel:

- pentru circuitul 2

$\Sigma(Rl+Z)_1 = \Sigma(Rl+Z)_2 + \Sigma Z_{RF}^2 = 598 + \Sigma Z_{RF}^2 = 1126{,}45$ Pa

unde

$\Sigma Z_{RF}^2 = 1126{,}45 - 598 = 528{,}45$ Pa

presiunea consumată în organele de reglare de la distribuitor - colector și robinetul de la corpul de încălzire.

Debitul de fluid care circulă prin robinete

$$G_2 = \frac{Q_{C2}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2{,}10}{4{,}18 \cdot 20 \cdot 0{,}968} \cdot 3600 \cong 93{,}42 \ \text{l/h}$$

- pentru circuitul 3

$\Sigma(Rl+Z)_1 = \Sigma(Rl+Z)_3 + \Sigma Z_{RF}^3 = 478{,}80 + \Sigma Z_{RF}^3 = 1126{,}45$ Pa

unde

$\Sigma Z_{RF}^3 = 1126{,}45 - 478{,}40 = 648{,}05$ Pa

presiunea consumată, de asemenea, în robinetele de reglare indicate la circuitul 2. Debitul de fluid

$G_3 = G_2 \cong 93{,}42$ l/h

- pentru circuitul 4

$\Sigma(Rl+Z)_1 = \Sigma(Rl+Z)_4 + \Sigma Z_{RF}^4 = 448{,}80 + \Sigma Z_{RF}^4 = 1126{,}45$ Pa

unde

$\Sigma Z_{RF}^4 = 1126{,}45 - 448{,}80 = 677{,}65$ Pa

presiunea consumată de asemenea în robinetele de reglare indicate la circuitele 2 și 3. Debitul de fluid

$$G_4 = \frac{Q_{C4}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2{,}30}{4{,}18 \cdot 20 \cdot 0{,}968} \cdot 3600 \cong 102{,}32 \ \text{l/h}$$

Tabelul 4.2.25. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte din oțel, varianta distribuției radiale (ex. 6)

Nr. tronson	Q [kW]	L [m]	d [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	(Rl + Z) [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1	2,5	13,4	3/8	0,26	100	11,4	1340	387,6	1727,6	—
2	2,1	9,4	3/8	0,22	70	11,4	658	273,6	931,6	T²RF
3	2,1	6,8	3/8	0,22	70	11,4	476	273,6	749,6	T³RF
4	2,3	4	3/8	0,25	90	11,4	360	353,4	713,4	T⁴RF

- circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.21 B și 4.2.27).

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_1^{CO} + \Sigma(Rl+Z)_5^{CV} - H_{Tm}^{etaj} =$
$= 1126{,}45 + 217{,}87 - 165{,}15 = 1179{,}17$ Pa

$$H_D^{MTH3} = \sum (Rl+Z)_1^{CO} + \sum_5^6 (Rl+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1126{,}45 + 383{,}77 - 2 \cdot 165{,}15 = 1179{,}92 \ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum (Rl+Z)_1^{CO} + \sum_5^7 (Rl+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1126{,}45 + 1125{,}16 - 3 \cdot 165{,}15 = 1756{,}16 \ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum (Rl+Z)_1^{CO} + \sum_5^8 (Rl+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1126{,}45 + 1321{,}57 - 4 \cdot 165{,}15 = 1787{,}42 \ \text{Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\Sigma(Rl+Z)_{CO}^x$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx}. Dimensionarea circuitelor orizontale se face aplicând aceeași metodologie de calcul.

b. racordare prin BEP

Considerând configurația rețelei verticale identică cu cea de la aplicația de la § 4.2.8.5.1, pe baza rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.21, C rezultă:

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 217{,}87 - 165{,}15 = 52{,}72$ Pa

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (Rl+Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 792{,}16 - 2 \cdot 165{,}15 = 461{,}86 \ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (Rl+Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1125{,}16 - 3 \cdot 165{,}15 = 629{,}71 \ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl+Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1729{,}96 - 4 \cdot 165{,}15 = 1069{,}36 \ \text{Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și pentru acoperirea pierderilor locale de sarcină în BEP.

Circuitele radiale secundare se dimensionează ca și în cazul racordării directe, pierderea de sarcină fiind acoperită de pompa de circulație montată în aval de distribuitorul din dotarea MTH_x (fig. 4.2.4 e). Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc ținând seama de pierderile de sarcină în raport cu circuitul cel mai dezavantajat și debitul de fluid corespunzător tuturor consumatorilor de pe nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

❑ **pentru rețele de conducte din materiale termoplastice** tip Polymutan ce fac parte din rețeaua orizontală, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.29, iar valoarea coeficienților de rezistență locală, în tabelul 4.2.30. Pentru calculul coeficienților de rezistență locală au fost folosite datele din tabelul 4.2.4, ținând seama de configurația rețelei orizontale din figura 4.2.25 c. Diametrele conductelor au fost stabilite în funcție de sarcina termică și

Tabelul 4.2.26. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ pentru tronsoanele rețelei orizontale, cu distribuție radială și conducte din oțel (ex. 6)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 4	v/v₁	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
1	2,5	4,0	2,0	3 · 0,3	—	—	—	2 · 1	11,40
2	2,5	4,0	2,0	3 · 0,3	—	—	—	2 · 1	11,40
3	2,5	4,0	2,0	3 · 0,3	—	—	—	2 · 1	11,40
4	2,5	4,0	2,0	3 · 0,3	—	—	—	2 · 1	11,40

rezistența termică medie cuprinsă în banda $R_{min}...R_{max}$, utilizând tabelul 4.2.9. Pentru circuitele verticale se mențin rezultatele obținute la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.23 B + C), considerând aceeași configurație a rețelei verticale.

• verificarea rezultatelor prezentate în tabelul 4.2.29 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare. Astfel, pentru:

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină pe circuitul MTH_1

$$\sum(RI+Z)_T=\sum(RI+Z)_1+\sum_5^9(RI+Z)=568{,}15+1272{,}17=1840{,}32 \text{ Pa}$$

în care: $\Sigma(RI+Z)_1$ reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul cel mai lung al distribuției radiale de la ultimul nivel (tab. 4.2.29);

$\sum_5^9(RI+Z)$ reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul vertical, considerat identic cu cel de la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.23 B).

- condiția de echilibru hidraulic este

$H_{DC}^{min} = 2376{,}27 \leq \Sigma(RI+Z)_T = 1840{,}32 < H_{DC}^{max} = 3168{,}35$ Pa

rezultă că pierderile de sarcină corespunzătoare circuitului cel mai dezavantajos (circuitul 1) nu satisfac această condiție (pierderile de sarcină fiind mult prea mici). Se recurge la o reglare a robinetului cu dublă reglare de la corpul de încălzire Q_{C1}, unde treapta de reglare se stabilește pentru o pierdere locală de sarcină $Z_{RF}^1 = 600$ Pa. Debitul de fluid care circulă pe acest circuit, este:

$$G_1=\frac{Q_{C1}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{2{,}50}{4{,}18\cdot20\cdot0{,}968}\cdot3600\cong111{,}21 \text{ l/h}$$

Treapta de reglare T_{RF}^1 se stabilește în funcție de varianta de armătură aleasă, utilizând dependența: $T_{RF}^1 = f(G_1, Z_{RF}^1)$

Rezultă:

$\Sigma(RI+Z)_1^* = \Sigma(RI+Z)_1 + Z_{RF}^1 = 568{,}15 + 600 = 1168{,}15$ Pa

iar condiția de echilibru pentru noile valori

$H_{DC}^{min} = 2376{,}27 < \Sigma(RI+Z)_1 + Z_{RF}^1 < H_{DC}^{max} = 3168{,}35$ Pa

sau

$H_{DC}^{min} = 2376{,}27 < 1840{,}32 + 600 < H_{DC}^{max} = 3168{,}35$ Pa

condiție îndeplinită.

b. racordare prin BEP

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical este centralizată în tabelul 4.2.23 C considerând că rețeaua verticală are aceeași configurație și încărcare termică.

$$\sum_5^9(RI+Z)_{cv}+Z_{BEP}=2581{,}73+Z_{BEP} \qquad \text{[Pa]}$$

- iar condiția de echilibru hidraulic

$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9(RI+Z)_{cv} + Z_{BEP} = 2581{,}73 + Z_{BEP} <$

$< H_{DC}^{max} = 3009$ Pa

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul secundar se stabilesc în ipoteza adoptării schemei din figura 4.2.4 e.

• înălțimea de pompare

$$H_{PCO}=\sum(RI+Z)_1^*+Z_{MTH_1}=1168{,}15+Z_{MTH_1} \quad \text{[Pa]}$$

în care Z_{MTH1} se stabilește ținând seama de rezistențele locale introduse de echiparea MTH_1 pe circuitul secundar.

$$G_{PCO}=\frac{\sum Q_{CO}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{9{,}00}{4{,}18\cdot20\cdot968{,}4}\cdot3600=0{,}4 \text{ m}^3/\text{h}$$

• verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele radiale 2, 3 și 4 (fig. 4.2.25b) ale căror pierderi de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.29, se face punând condiția de echilibru hidraulic în raport cu circuitul 1. Metodologia de calcul este cea indicată la rețelele de conducte din oțel și cupru. Astfel:

- pentru circuitul 2

$\Sigma(RI+Z)_1^* = \Sigma(RI+Z)_2 + \Sigma Z_{RF}^2 = 329{,}6 + \Sigma Z_{RF}^2 = 1168{,}15$ Pa

unde $\Sigma Z_{RF}^2 = 1168{,}15 - 329{,}6 = 838{,}55$ Pa, presiune ce se consumă în organele de reglare de la distribuitor - colector și robinetul de la corpul de încălzire. Debitul de fluid care circulă prin robinete

$$G_2=\frac{Q_{C2}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{2{,}10}{4{,}18\cdot20\cdot0{,}968}\cdot3600\cong93{,}42 \text{ l/h}$$

- pentru circuitul 3

$\Sigma(RI+Z)_1^* = \Sigma(RI+Z)_3 + \Sigma Z_{RF}^3 = 264{,}6 + \Sigma Z_{RF}^3 = 1168{,}15$ Pa

unde $\Sigma Z_{RF}^3 = 1168{,}15 - 264{,}6 = 903{,}55$ Pa, presiunea ce se consumă în robinetele de reglare indicate la circuitul 2.

Debitul de fluid

$G_3 = G_2 \cong 93{,}42$ l/h

- pentru circuitul 4

$\Sigma(RI+Z)_1^* = \Sigma(RI+Z)_4 + \Sigma Z_{RF}^4 = 293{,}37 + \Sigma Z_{RF}^4 = 1168{,}15$ Pa

unde: $\Sigma Z_{RF}^4 = 1168{,}15 - 293{,}37 = 847{,}78$ Pa, presiunea ce se consumă în robinetele de reglare indicate în circuitele 2 și 3. Debitul de fluid

$$G_4=\frac{Q_{C4}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot3600=\frac{2{,}30}{4{,}18\cdot20\cdot0{,}968}\cdot3600\cong102{,}32 \text{ l/h}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.23 B și 4.2.29)

$H_D^{MTH2} = \Sigma(RI+Z)_1^{CO} + \Sigma(RI+Z)_5^{CV} - H_{Tm}^{etaj} =$

$= 1168{,}15 + 250{,}97 - 165{,}15 = 1253{,}97$ Pa

$$H_D^{MTH3}=\sum(RI+Z)_1^{CO}+\sum_5^6(RI+Z)_{CV}-2\cdot H_{Tm}^{etaj}=$$

$$=1168{,}15+443.5-2\cdot165{,}15=1281{,}38 \text{ Pa}$$

Tabelul 4.2.28. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ pentru tronsoanele rețelei orizontale, cu distribuție radială și conducte din cupru (ex. 6)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 1,2	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
1	2,5	2	0,7	3 · 0,35	—	—	2 · 2,5	11,25
2	2,5	2	0,7	3 · 0,35	—	—	2 · 2,5	11,25
3	2,5	2	0,7	3 · 0,35	—	—	2 · 2,5	11,25
4	2,5	2	0,7	3 · 0,35	—	—	2 · 2,5	11,25

Tabelul 4.2.27. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte din cupru, varianta distribuției radiale (ex. 6)

Nr. tronson	Q [kW]	G [kg/h]	l [m]	d·δ [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	l_{ech} [m]	Σl [m]	R·Σl [Pa]	-
1	2,5	107,65	13,4	15 · 1	0,231	65	3,93	17,33	1126,45	—
2	2,1	90,43	9,4	15 · 1	0,188	46	3,6	13	598	T_{RF2}
3	2,1	90,43	6,8	15 · 1	0,188	46	3,6	10,4	478,4	T_{RF3}
4	2,3	99,04	4	15 · 1	0,22	55	4,16	8,16	448,8	T_{RF4}

$$H_D^{MTH4}=\sum\left(Rl+Z\right)_1^{CO}+\sum_5^7\left(Rl+Z\right)_{CV}-3\cdot H_{Tm}^{etaj}=$$
$$=1168{,}15+825{,}72-3\cdot165{,}15=1498{,}42\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH5}=\sum\left(Rl+Z\right)_1^{CO}+\sum_5^8\left(Rl+Z\right)_{CV}-4\cdot H_{Tm}^{etaj}=$$
$$=1168{,}15+1062{,}11-4\cdot165{,}15=1569{,}66\ \text{Pa}$$

Presiunea disponibilă obţinută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\Sigma(Rl+Z)_{CO}^{C}$ şi a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx}. Dimensionarea circuitelor orizontale se face aplicând aceeaşi metodologie de calcul.

b. racordarea prin BEP

Considerând configuraţia reţelei verticale identică cu cea de la exemplul de la § 4.2.8.5.1, pe baza rezultatelor prezentate în tabelul 4.2.23, C rezultă:

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 772{,}79 - 165{,}15 = 607{,}64$ Pa

$$H_D^{MTH3}=\sum_5^6\left(Rl+Z\right)-2\cdot H_{Tm}^{etaj}=1327{,}28-2\cdot165{,}15=996{,}98\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH4}=\sum_5^7\left(Rl+Z\right)-3\cdot H_{Tm}^{etaj}=1709{,}47-3\cdot165{,}15=1214{,}02\ \text{Pa}$$

$$H_D^{MTH5}=\sum_5^8\left(Rl+Z\right)-4\cdot H_{Tm}^{etaj}=2371{,}67-4\cdot165{,}15=1711{,}07\ \text{Pa}$$

Presiunea disponibilă obţinută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare şi a pierderilor locale de sarcină în BEP.

Circuitele radiale secundare se dimensionează ca şi în cazul racordării directe, pierderea de sarcină fiind acoperită de pompa de circulaţie montată în aval de distribuitorul din dotarea MTHx (fig. 4.2.4 e). Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc ţinând seama de pierderilor de sarcină în raport cu circuitul cel mai dezavantajat şi de debitul de fluid corespunzător tuturor consumatorilor de pe nivel, utilizând relaţiile 4.2.57 şi 4.2.58.

4.2.8.5.3 Reţele bitub inelare

Exemplul de calcul 7

Se dimensionează diametrele unei instalaţii de încălzire bitub cu circulaţie forţată şi distribuţie individuală, alcătuită în sistem inelar. Caracteristicile termice şi geometrice sunt cele din figura 4.2.25 c considerând că reţeaua de conducte este alcătuită din oţel, cupru sau material termoplastic tip Polymutan.

• presiunea disponibilă la baza coloanei nu depinde de materialul utilizat pentru conducte, aceasta fiind ca şi în aplicaţiile precedente, stabilită cu relaţiile 4.2.43 a şi 4.2.43 b după cum urmează:

a. racordare directă

$H_{DC}^{min} = 1{,}5\cdot g\cdot(h_0 + 4h + h_1)\cdot(\rho_i - \rho_d) =$
$= 1{,}5\cdot9{,}81\cdot(1{,}5+4\cdot2{,}7 + 0{,}65)\cdot12{,}47 \cong 2376{,}27$ Pa

$H_{DC}^{max} = 2\cdot g\cdot(h_0 + 4h + h_1)\cdot(\rho_i - \rho_d) =$
$= 2\cdot9{,}81\cdot(1{,}5 + 4\cdot2{,}7 + 0{,}65)\cdot12{,}47 \cong 3168{,}35$ Pa

b. racordare prin BEP

$H_{DC}^{min} = 1{,}5\cdot g\cdot(h_0 + 4h)\cdot(\rho_i - \rho_d) =$
$= 1{,}5\cdot9{,}81\cdot(1{,}5+4\cdot2{,}7)\cdot12{,}47 \cong 2257$ Pa

$H_{DC}^{max} = 2\cdot g\cdot(h_0 + 4h)\cdot(\rho_i - \rho_d) =$
$= 2\cdot9{,}81\cdot(1{,}5 + 4\cdot2{,}7)\cdot12{,}47 \cong 3009$ Pa

• pierderile unitare de sarcină medii corespunzătoare presiunilor disponibile H_{DC}^{min} şi H_{DC}^{max} se calculează cu relaţiile:

a. racordare directă

$$R_{min}=\frac{(1-0{,}33)\cdot H_{DC}^{min}}{\sum l}=\frac{(1-0{,}33)\cdot2376{,}27}{51{,}4}=30{,}97\ \text{Pa/m}$$

$\Sigma l = 2\cdot(h_0 + 4h) + (l_4^d + l_3^d + l_2^d + l_1^d + l_4^r) =$
$= 2\cdot(1{,}5 + 4\cdot2{,}7) + 3{,}4 + 2{,}8 + 3{,}2 + 4{,}0 + 13{,}4 = 51{,}4$ m

$$R_{max}=\frac{(1-0{,}33)\cdot H_{DC}^{max}}{\sum l}=\frac{(1-0{,}33)\cdot3168{,}35}{51{,}4}=41{,}3\ \text{Pa/m}$$

b. racordare prin BEP

$$R_{min}=\frac{(1-0{,}33)\cdot H_{DC}^{min}}{\sum l}=\frac{(1-0{,}33)\cdot2257}{24{,}60}=61{,}47\ \text{Pa/m}$$

$\Sigma l = 2\cdot(h_0 + 4h) = 2\cdot(1{,}5 + 4\cdot2{,}7) = 24{,}60$ m

$$R_{max}=\frac{(1-0{,}33)\cdot H_{DC}^{max}}{\sum l}=\frac{(1-0{,}33)\cdot3009}{24{,}6}=81{,}95\ \text{Pa/m}$$

❑ pentru reţele de conducte din oţel, diametrele şi pierderile totale de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.31, unde dimensionarea este făcută separat pentru circuitul de ducere şi cel de întoarcere. Diametrele tronsoanelor de conducte se stabilesc în funcţie de debitul de agent termic şi pierderea de sarcină unitară medie, utilizând tabelul 4.2.3. Coeficienţii de rezistenţă locală centralizaţi în tabelul 4.2.32 s-au stabilit în funcţie de configuraţia reţelei, iar valorile s-au luat din tabelul 4.2.4. Pierderile de sarcină locale pentru $\Sigma\xi = 1$ s-au luat din tabelul 4.2.5.

• verificarea rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.31 se obţine comparând pierderile totale de sarcină ale tuturor circuitelor corpurilor de încălzire în raport cu MTH1. Astfel, pentru:

a. racordare directă

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C4}

$$\sum(Rl+Z)_{QC4}=\sum(Rl+Z)_{4d}+\sum(Rl+Z)_{4,1}+\sum_{1r}^{4r}(Rl+Z)=$$
$$=368+186{,}25+1388{,}50=1942{,}75\ \text{Pa}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C3}

Tabelul 4.2.30. Valoarea coeficienţilor de rezistenţă locală Σξ, pentru tronsoanele reţelei orizontale pentru conducte tip Polymutan cu distribuţie radială (ex. 6)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 2	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
1	2,5	4	1,13	3 · 0,3	—	—	2 · 1,5	11,53
2	2,5	4	1,13	3 · 0,3	—	—	2 · 1,5	11,53
3	2,5	4	1,13	3 · 0,3	—	—	2 · 1,5	11,53
4	2,5	4	1,13	3 · 0,3	—	—	2 · 1,5	11,53

Tabelul 4.2.29. Dimensionarea tronsoanelor reţelei orizontale şi evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte tip Polymutan, varianta distribuţiei radiale (ex. 6)

Nr. tronson	Q [kW]	G [l/s]	l [m]	d [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Z [Pa]	R · l [Pa]	Rl + Z [Pa]	—
1	2,5	0,031	13,4	15	0,15	33	11,53	125,95	422,2	568,15	T¹RF = 600 Pa
2	2,1	0,026	9,4	15	0,13	25	11,53	94,6	235	329,6	T²RF
3	2,1	0,026	6,8	15	0,13	25	11,53	94,6	170	264,6	T³RF
4	2,3	0,028	4	15	0,18	28	11,53	181,37	112	293,37	T⁴RF

$$\sum(Rl+Z)_{Qc3}=\sum_{3d}^{4d}(Rl+Z)+\sum_{d}^{r}(Rl+Z)_{3.1}+\sum_{2r}^{4r}(Rl+Z)=$$
$$=505{,}8+107{,}6+1285{,}7=1899{,}1 \text{ Pa}$$

- pentru pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C2}

$$\sum(Rl+Z)_{Qc2}=\sum_{2d}^{4d}(Rl+Z)+\sum_{d}^{r}(Rl+Z)_{2.1}+\sum_{3r}^{4r}(Rl+Z)=$$
$$=638{,}2+142{,}8+1213{,}7=1999{,}7 \text{ Pa}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C1}

$$\sum(Rl+Z)_{Qc1}=\sum_{1d}^{4d}(Rl+Z)+\sum(Rl+Z)_{1.1}+\sum(Rl+Z)_{4r}=$$
$$=875{,}2+60{,}3+1072{,}2=2007{,}7 \text{ Pa}$$

Condiţia de echilibru hidraulic impune ca între pierderile de sarcină pentru oricare circuit să nu fie o abatere relativă ε_r mai mare 5 %. Pentru calculul abaterii medii relative se ia ca referinţă circuitul corpului de încălzire Q_{C1}, care are pierderea de sarcină cea mai mare.

$$\varepsilon_{r-Qc4}=\frac{\sum(Rl+Z)_{Qc1}-\sum(Rl+Z)_{Qc4}}{\sum(Rl+Z)_{Qc1}}\cdot 100=$$
$$=\frac{2007{,}7-1942{,}75}{2007{,}7}\cdot 100=3{,}23\%$$

$$\varepsilon_{r-Qc3}=\frac{\sum(Rl+Z)_{Qc1}-\sum(Rl+Z)_{Qc3}}{\sum(Rl+Z)_{Qc1}}\cdot 100=$$
$$=\frac{2007{,}7-1899{,}1}{2007{,}7}\cdot 100=5{,}41\%$$

$$\varepsilon_{r-Qc2}=\frac{\sum(Rl+Z)_{Qc1}-\sum(Rl+Z)_{Qc2}}{\sum(Rl+Z)_{Qc1}}\cdot 100=$$
$$=\frac{2007{,}7-1999{,}7}{2007{,}7}\cdot 100=0{,}39\%$$

Valorile ε_r obţinute arată că numai circuitul corpului de încălzire Q_{C3} are o abatere relativă mai mare de 5 %. Pentru a obţine echilibrul hidraulic cu circuitul de referinţă Q_{C1}, se determină gradul de reglare T_{RF}^{QC3} a robinetului cu dublă reglare ataşat corpului de încălzire Q_{C3}: $T_{RF}^{QC3}=f\,(Z_{RF}^{QC3},\,G_{Qc3})$, unde: $Z_{RF}^{QC3}=\Sigma(Rl+Z)_{Qc1}-\Sigma(Rl+Z)_{Qc3}=2077{,}7-1899{,}1=108{,}6$ Pa iar debitul de fluid

$$G_{Q_{c3}}=\frac{Q_{c3}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600=\frac{2{,}10}{4{,}18\cdot 20\cdot 0{,}968}\cdot 3600\cong 93{,}42 \text{ l/h}$$

• verificarea dimensionării circuitului orizontal şi vertical pentru racordarea directă se face comparând suma pierderilor de sarcină maxime de pe circuitul orizontal şi pierderilor de sarcină de pe circuitul vertical cu presiunile disponibile calculate în raport cu baza coloanei. Pierderile de sarcină de pe circuitul vertical se consideră cu aceleaşi valori ca la exemplul de la § 4.2.8.5.1 întrucât configuraţia reţelei şi debitele de agent termic sunt aceleaşi (tab. 4.2.19-B).

$$\sum(Rl+Z)_{co+cv}=\sum(Rl+Z)_{Qc1}+\sum_{5}^{9}(Rl+Z)=$$
$$=2007{,}7+938{,}09=2945{,}79 \text{ Pa}$$

$H_{DC}^{min}=2376{,}27<\Sigma(Rl+Z)_{CO+CV}=2945{,}79$
$<H_{DC}^{max}=3168{,}35$ Pa

Condiţia de echilibru este îndeplinită.

b. racordare prin BEP

• circuitul orizontal considerat secundar conform schemei din figura 4.2.4d se dimensionează la fel cu cel al racordării directe. Pierderile de sarcină sunt acoperite de o pompă de circulaţie cu următoarele caracteristici hidraulice:

• înălţimea de pompare

$$H_{PCO}=\sum(Rl+Z)_{Qc1}+Z_{MTH_1}=$$
$$=2007{,}7+Z_{MTH_1} \quad \text{[Pa]}$$

în care: Z_{MTH1} sunt pierderile de sarcină locale datorate componentelor din MTH_1

• debitul pompei

$$G_{PCO}=\frac{\sum Q_{CO}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600=$$
$$=\frac{9{,}00}{4{,}18\cdot 20\cdot 968{,}4}\cdot 3600=0{,}4 \text{ m}^3/\text{h}$$

• circuitul vertical are aceeaşi configuraţie şi aceleaşi debite de agent termic pe tronsoane, ca în cazul exemplului de la § 4.2.8.5.1, rezultând: $H_{DC}^{min}=2376{,}27<\Sigma(Rl+Z)_{CV}=2383{,}3<H_{DC}^{max}=3168{,}35$ Pa

în care: -

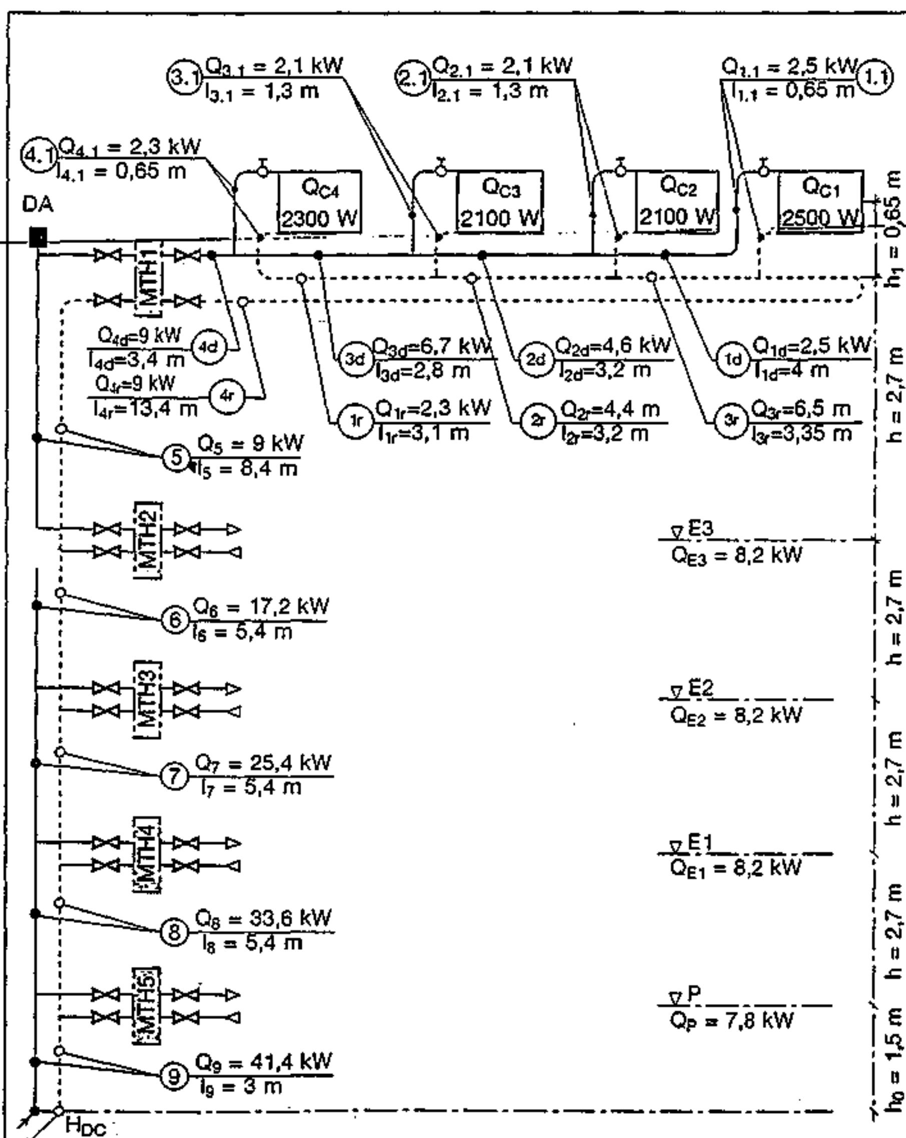


Fig. 4.2.25c. Schemă de calcul pentru instalaţia bitub cu circulaţie forţată pentru consumatori individuali, cu distribuţie inelară.

$\Sigma(Rl+Z)cv = \sum_{5}^{9}(Rl+Z)$ sunt pierderile de sarcină totale ale circuitului vertical (tab. 4.2.19.C)

• tronsoanele aferente rețelelor orizontale pentru celelalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează urmând metodologia de la aplicațiile precedente, luând în considerare presiunea disponibilă corespunzătoare fiecărui nivel. Astfel, pentru:

a. racordare directă (tab. 4.2.31 și 4.2.19 B)

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_{Qc1} + \Sigma(Rl+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj}$
$= 2007,7 + 254,8 - 165,15 = 2097,35$ Pa

$$H_D^{MTH3} = \sum(Rl+Z)_{Q_{C1}} + \sum_{5}^{6}(Rl+Z)_{CV} - 2\cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 2007,7 + 368,6 - 2\cdot 165,15 = 2046,0 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum(Rl+Z)_{Q_{C1}} + \sum_{5}^{7}(Rl+Z)_{CV} - 3\cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 2007,7 + 600,35 - 3\cdot 165,15 = 2112,6 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum(Rl+Z)_{Q_{C1}} + \sum_{5}^{8}(Rl+Z)_{CV} - 4\cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 2007,7 + 761,09 - 4\cdot 165,15 = 2108,19 \text{ Pa}$$

în care: $\Sigma(Rl+Z)_{Q_{C1}}$ sunt pierderile de sarcină pe circuitul orizontal (tab. 4.2.31) cu valoarea cea mai mare, circuitul Q_{C1}.

$\sum_{x}^{y}(Rl+Z)_{cv}$ reprezintă pierderile de sarcină pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTH_x (tab. 4.2.19 B);

$H_{Tm}^{etaj} = 0,5\cdot g\cdot h\cdot(\rho_i - \rho_d) = 0,5\cdot 9,81\cdot 2,7\cdot 12,47 = 165,15$ Pa - este presiunea termică medie corespunzătoare unui nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale și verticale corespunzătoare modulului termohidraulic. Dimensionarea tronsoanelor circuitelor orizontale se face aplicând metodologia expusă la dimensionarea circuitelor corespunzător nivelului E4. Condiția de echilibru hidraulic este ca aceste pierderi de sarcină să nu depășească presiunea disponibilă.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.19 C).

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 620,50 - 165,15 = 455,35$ Pa

$$H_D^{MTH3} = \sum_{5}^{6}(Rl+Z) - 2\cdot H_{Tm}^{etaj} = 998,5 - 2\cdot 165,15 = 668,2 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_{5}^{7}(Rl+Z) - 3\cdot H_{Tm}^{etaj} = 1646,5 - 3\cdot 165,15 = 1151,05 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_{5}^{8}(Rl+Z) - 4\cdot H_{Tm}^{etaj} = 2035,30 - 4\cdot 165,15 = 1374,7 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă H_D^{MTHx} pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare. În cazul în care presiunea disponibilă nu poate fi consumată integral, se introduc organe de reglare pe circuitul de racord ale căror trepte de reglare se stabilesc în funcție de presiunea rămasă neconsumată Z_{AF}^{x} și debitul de fluid G_x ce traversează racordul de la coloană la MTH_x.

Tronsoanele circuitelor orizontale, pentru aceste niveluri, se dimensionează aplicând metodologia menționată la circuitele de la ultimul nivel, condiția fiind de nedepășire a vitezelor economice recomandate. Pierderile de sarcină de pe aceste circuite sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice $(H_{PCO}; G_{PCO})$ se stabilesc analog circuitului nivelului 4.

☐ pentru rețele de conducte din cupru, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.33, în care dimensionarea este făcută separat pentru circuitul de ducere și întoarcere. Diametrele tronsoanelor de conducte au fost stabilite în funcție de debitul de agent termic și pierderea de sarcină unitară medie, încadrată între limitele maximă și minimă, utilizând tabelul 4.2.7. Coeficienții de rezistență locală au fost stabiliți în funcție de configurația rețelei valorile acestora fiind alese din tabelul 4.2.4, iar lungimile echivalente din tabelul 4.2.8. Rezultatele pe tronsoane sunt prezentate în tabelul 4.2.34.

• verificarea rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.33 se face comparând pierderile totale de sarcină ale tuturor circuitelor corpurilor de încălzire în raport cu MTH_1.

a. racordare directă

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C4},

$$\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} = \sum(Rl+Z)_{4d} + \sum(Rl+Z)_{4.1d} + \sum_{1r}^{4r}(Rl+Z) =$$
$$= 210,5 + 171,6 + 1069,39 = 1451,49 \text{ Pa}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C3}

$$\sum(Rl+Z)_{Q_{C3}} = \sum_{3d}^{4d}(Rl+Z) + \sum_{d}^{r}(Rl+Z)_{3.1} + \sum_{2r}^{4r}(Rl+Z) =$$
$$= 351,5 + 184,46 + 866,44 = 1402,4 \text{ Pa}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C2}

$$\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}} = \sum_{2d}^{4d}(Rl+Z) + \sum_{d}^{r}(Rl+Z)_{2.1} + \sum_{3r}^{4r}(Rl+Z) =$$
$$= 600,70 + 184,46 + 625,94 = 1411,10 \text{ Pa}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C1}

$$\sum(Rl+Z)_{Q_{C1}} = \sum_{1d}^{4d}(Rl+Z) + \sum(Rl+Z)_{1.1} + \sum(Rl+Z)_{4r} =$$
$$= 754,06 + 193,05 + 460,50 = 1407,61 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic impune ca între sumele

Tabelul 4.2.31. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte din oțel, varianta distribuției inelare (ex. 7)

Nr. tronson	Q [kW]	L [m]	d [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	(Rl + Z) [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1d	2,5	4	1/2	0,16	30	9,75	120	117	237	875,2
2d	4,6	3,2	3/4	0,22	35	0,85	112	20,4	132,4	638,2
3d	6,7	2,8	3/4	0,24	40	0,89	112	25,81	137,8	505,8
4d	9	3,4	3/4	0,32	70	2,6	238	130	368	368
1r	2,3	3,1	1/2	0,15	25	2,3	77,5	25,3	102,8	1388,5
2r	4,4	3,2	3/4	0,15	18	1,31	57,6	14,4	72	1285,7
3r	6,5	3,35	3/4	0,22	35	1,01	117,25	24,25	141,5	1213,7
4r	9	13,4	3/4	0,32	70	2,6	942,2	130	1072,2	1072,2
1.1	2,5	0,65	1/2	0,16	30	3,4	19,5	40,8	60,3	—
2.1	2,1	1,3	1/2	0,13	20	14,6	26	116,8	142,8	—
3.1	2,1	1,3	1/2	0,13	20	13,6	26	81,6	107,6	—
4.1	2,3	0,65	1/2	0,15	25	15,5	16,25	170,5	186,25	—

pierderilor de sarcină în raport cu fiecare circuit să nu fie o abatere medie relativă ε_r mai mică de 5 %. Pentru calculul abaterii medii relative se ia ca referință circuitul corpului de încălzire Q_{C4}, care are pierderea de sarcină cea mai mare.

$$\varepsilon_{r-Q_{C1}} = \frac{\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} - \sum(Rl+Z)_{Q_{C1}}}{\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}}} \cdot 100 = \frac{1451{,}49 - 1407{,}61}{1451{,}49} \cdot 100 = 3{,}02\%$$

$$\varepsilon_{r-Q_{C2}} = \frac{\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} - \sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}}{\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}}} \cdot 100 = \frac{1451{,}49 - 1411{,}10}{1451{,}49} \cdot 100 = 2{,}78\%$$

$$\varepsilon_{r-Q_{C3}} = \frac{\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} - \sum(Rl+Z)_{Q_{C3}}}{\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}}} \cdot 100 = \frac{1451{,}49 - 1402{,}40}{1451{,}49} \cdot 100 = 3{,}38\%$$

Abaterile medii relative ε_r pentru toate circuitele sunt sub 5 %, rezultând că dimensionarea este bine făcută.

- verificarea dimensionării circuitului orizontal și vertical pentru racordarea directă se face scriind condiția de echilibru hidraulic.

$$\sum(Rl+Z)_{CO+CV} = \sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} + \sum_{5}^{9}(Rl+Z) = 1451{,}49 + 1511{,}92 = 2963{,}41 \text{ Pa}$$

$H_{DC}^{min} = 2376{,}27 < \Sigma(Rl+Z)_{CO+CV} = 2963{,}41 < H_{DC}^{max} = 3168{,}35$ Pa

unde pierderile de sarcină de pe circuitul vertical s-au considerat cele din exemplul de la § 4.2.8.5.1, configurația rețelei și debitele de agent termic fiind aceleași (tab. 4.2.19 A).

b. racordarea prin BEP

- circuitul orizontal considerat secundar conform schemei din figura 4.2.4d se dimensionează la fel cu cel al racordării directe. Pierderile de sarcină sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice sunt următoarele:
- înălțimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} + Z_{MTH_1} = 1451{,}49 + Z_{MTH_1} \quad [\text{Pa}]$$

în care Z_{MTH1} sunt pierderile de sarcină locale datorate componentelor din MTH1

- debitul pompei

$$G_{PCO} = \frac{\sum Q_{CO}}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9{,}00}{4{,}18 \cdot 20 \cdot 968{,}4} \cdot 3600 = 0{,}4 \text{ m}^3/\text{h}$$

- circuitul vertical are aceeași geometrie și aceleași debite de agent termic pe tronsoane, ca în cazul exemplului de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.21 C), conducând la aceleași rezultate, și anume:

$H_{DC}^{min} = 2376{,}27 < \Sigma(Rl+Z)_{CV} = 2236{,}21 < H_{DC}^{max} = 3168{,}35$ Pa

în care $\Sigma(Rl+Z)_{CV} = \sum_{5}^{9}(Rl+Z)$ sunt pierderile de sarcină totale ale circuitului vertical (tab. 4.2.19 C)

Condiția de echilibru hidraulic nu este îndeplinită fiind necesar adoptarea uneia din variantele următoare:

- redimensionarea unor tronsoane ale circuitului vertical;
- prevederea unei piese de reglare în amonte de MTH1;
- prevederea unei piese de reglare la baza coloanei, pe una din conducte sau pe ambele conducte.

Pentru oricare din variantele adoptate condiția de echilibru hidraulic la forma:

$H_{DC}^{min} < \Sigma(Rl+Z)_{CV} + Z_{RF}^{V} < H_{DC}^{max}$

de unde se obține pierderea de sarcină locală suplimentară ce trebuie introdusă pe rețeaua verticală:

$$Z_{RF}^{V} = \frac{H_{DC}^{max} - H_{DC}^{min}}{2} = \frac{3168{,}35 - 2376{,}27}{2} = 396{,}04 \text{ Pa}$$

În acest caz relația de echilibru devine:

$H_{DC}^{min} = 2376{,}27 < (2236{,}21 + 396{,}04) = 2632{,}25 < H_{DC}^{max} = 3168{,}35$ Pa

Pentru disiparea excedentului de presiune de 396,04 Pa se poate recurge la:

- redimensionarea tronsonului 9 (tab. 4.2.21 C) soluție nejustificată, deoarece ar conduce la viteze prea mari în conducte;
- prevederea unor organe de reglare cu stabilirea treptei de reglare $T_{RF} = f(G_x, Z_{RF}^{V})$ urmând metodologia cunoscută în care: $Z_{RF}^{V} = 396{,}04$ Pa, iar de debitul fluid:

$$G_9 = \frac{Q_9}{c_p \cdot \Delta t \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9{,}00}{4{,}18 \cdot 20 \cdot 0{,}968} \cdot 3600 = 400{,}37 \text{ l/h}$$

- tronsoanele rețelelor orizontale pentru celelalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunea disponibilă corespunzătoare fiecărui nivel. Astfel, pentru:

a. racordare directă (tab. 4.2.33 și 4.2.21 B)

Tabelul 4.2.32. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru tronsoanele rețelei orizontale pentru conducte din oțel varianta distribuției inelare (ex. 7)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 4	v / v_x	TTS	TTÎ	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
1d	2,5	4	2	1 · 0,3	v_{1d}/v_{2d} = 0,16/0,22 = 0,73	0,25	0,7	—	9,75
2d	—	—	—	1 · 0,3	v_{2d}/v_{3d} = 0,22/0,24 = 0,92	0,15	0,4	—	0,85
3d	—	—	—	—	v_{3d}/v_{4d} = 0,24/0,32 = 0,75	0,24	0,65	—	0,89
4d	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	2 · 1 = 2	2,6
1r	—	—	2	1 · 0,3	v_{1r}/v_{2r} = 0,15/0,15 = 1	0	0	—	2,3
2r	—	—	—	1 · 0,3	v_{2r}/v_{3r} = 0,15/0,22 = 0,68	0,26	0,75	—	1,31
3r	—	—	—	—	v_{3r}/v_{4r} = 0,22/0,32 = 0,69	0,26	0,75	—	1,01
4r	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	2 · 1 = 2	2,6
1.1	—	—	2	—	$v_{1.1}/v_{4r}$ = 0,16/0,32 = 0,5	0,5	0,9	—	3,4
2.1	2,5 —	4 —	2 —	1 · 0,3 —	$v_{2.1}/v_{1d}$ = 0,13/0,22 = 0,59 $v_{2.1}/v_{3r}$ = 0,13/0,22 = 0,59	5 —	— 1	— —	14,6 —
3.1	2,5 —	4 —	2 —	1 · 0,3 —	$v_{3.1}/v_{2d}$ = 0,13/0,22 = 0,59 $v_{3.1}/v_{2r}$ = 0,13/0,15 = 0,86	3,5 —	— 1,3	— —	13,6 —
4.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{4.1}/v_{4d}$ = 0,15/0,32 = 0,47	0,7	—	—	15,5

$$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_{Q_{C4}} + \Sigma(Rl+Z)_{5\text{-}CV} - H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1451{,}49 + 217{,}87 - 165{,}15 = 1504{,}21 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} + \sum_5^6(Rl+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1451{,}49 + 383{,}77 - 2 \cdot 165{,}15 = 1504{,}96 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} + \sum_5^7(Rl+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1451{,}49 + 716{,}77 - 3 \cdot 165{,}15 = 1762{,}81 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} + \sum_5^8(Rl+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1451{,}49 + 1321{,}57 - 4 \cdot 165{,}15 = 2112{,}46 \text{ Pa}$$

în care $\Sigma(Rl+Z)_{Q_{C4}}$ sunt pierderile de sarcină pe circuitul orizontal (tab. 4.2.33).

$\sum_x^y(Rl+Z)_{CV}$ reprezintă pierderile de sarcină pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTH_x (tab. 4.2.21 B);

$H_{Tm}^{etaj} = 0{,}5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}7 \cdot 12{,}47 = 165{,}15$ Pa - este presiunea termică medie corespunzătoare unui nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale și pierderilor de sarcină locale la MTH_x.

Dimensionarea tronsoanelor circuitelor orizontale se face aplicând metodologia expusă la dimensionarea circuitelor la nivelul 4. Pierderile de sarcină obținute nu trebuie să depășească presiunea disponibilă.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.21 C)

$$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 217{,}87 - 165{,}15 = 52{,}72 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6(Rl+Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 792{,}16 - 2 \cdot 165{,}15 = 461{,}86 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7(Rl+Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1125{,}16 - 3 \cdot 165{,}15 = 629{,}79 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8(Rl+Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1729{,}96 - 4 \cdot 165{,}15 = 1069{,}36 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă (H_D^{MTHx}) pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare. În cazul în care presiunea disponibilă nu poate fi consumată integral, se introduc organe de reglare pe circuitul de racord ale căror trepte de reglare se stabilesc în funcție de presiunea rămasă neconsumată și debitul de fluid G_x ce traversează racordul de la coloană la MTH_x.

Tronsoanele circuitelor orizontale, corespunzătoare acestor niveluri, se dimensionează aplicând metodologia menționată la circuitele de la nivelul 4, condiția fiind de încadrare în plaja de viteze economice recomandate. Pierderile de sarcină de pe aceste circuite sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice *(H_{PCO}; G_{PCO})* se stabilesc analog circuitului nivelului 4.

❑ **pentru rețele de conducte din material termoplastic tip Polymutan**, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.35 unde dimensionarea este făcută separat pentru circuitul de ducere și întoarcere. Diametrele tronsoanelor de conducte s-au stabilit în funcție de debitul de agent termic și pierderea de sarcină unitară medie, utilizând tabelul 4.2.9. Coeficienții de rezistență locală s-au stabilit în funcție de configurația rețelei, rezultatele obținute fiind centralizate în tabelul 4.2.36. Valorile acestora au fost alese din tabelul 4.2.4, iar pierderile de sarcină locale calculate cu relația 4.2.54.

• verificarea rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.35 se obține comparând pierderile totale de sarcină ale tuturor circuitelor corpurilor de încălzire în raport cu MTH_1. Astfel, pentru:

a. racordare directă

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C4}

$$\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}} = \sum(Rl+Z)_{4d} + \sum(Rl+Z)_{4.1d} + \sum_{1r}^{4r}(Rl+Z) =$$
$$= 140{,}76 + 160{,}24 + 858{,}53 = 1159{,}53 \text{ Pa}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C3}

$$\sum(Rl+Z)_{Q_{C3}} = \sum_{3d}^{4d}(Rl+Z) + \sum_d^r(Rl+Z)_{3.1} + \sum_{2r}^{4r}(Rl+Z) =$$
$$= 314{,}35 + 113{,}97 + 739{,}80 = 1168{,}12 \text{ Pa}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C2}

Tabelul 4.2.34. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei orizontale pentru conducte din cupru cu distribuție inelară (ex. 7)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 1,2	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
1d	2,5	2	0,7	0,35	0,3	—	—	5,85
2d	—	—	—	0,35	0,3	—	—	0,65
3d	—	—	—	—	0,3	—	—	0,3
4d	—	—	—	2 · 0,35	—	—	2 · 2,5	5,7
1r	—	—	0,7	0,35	—	0,6	—	1,65
2r	—	—	—	0,35	—	0,6	—	0,95
3r	—	—	—	—	—	0,6	—	0,6
4r	—	—	—	2 · 0,35	—	—	2 · 2,5	5,7
1.1	2,5	2	0,7	0,35	—	0,9	—	6,45
2.1	2,5	2	0,7	0,35	1,3	0,9	—	7,75
3.1	2,5	2	0,7	0,35	1,3	0,9	—	7,75
4.1	2,5	2	0,7	0,35	1,3	—	—	6,85

Tabelul 4.2.33. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte din cupru, varianta distribuției inelare (fig. 4.2.25c)

Nr. tronson	Q [kW]	G [kg/h]	l [m]	d · δ [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	l_{ech} [m]	Σl [m]	ΣR · 1 [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1d	2,5	107,65	4	18 · 1	0,151	24	5,85	2,39	6,39	153,36	754,06
2d	4,6	198,08	3,2	18 · 1	0,28	70	0,65	0,36	3,56	249,2	600,7
3d	6,7	288,52	2,8	22 · 1	0,26	47	0,30	0,2	3	141	351,5
4d	9	387,56	3,4	28 · 1	0,22	25	5,7	5,02	8,42	210,5	210,5
1r	2,3	99,04	3,1	15 · 1	0,22	55	1,65	0,59	3,69	202,95	1069,39
2r	4,4	189,47	3,2	18 · 1	0,269	65	0,95	0,5	3,7	240,5	866,44
3r	6,5	279,9	3,35	22 · 1	0,255	44	0,6	0,41	3,76	165,44	625,94
4r	9	387,56	13,4	28 · 1	0,22	25	5,7	5,02	18,42	460,5	460,5
1.1	2,5	107,65	0,65	15 · 1	0,231	65	6,45	2,32	2,97	193,05	—
2.1	2,1	90,43	1,3	15 · 1	0,188	46	7,75	2,71	4,01	184,46	—
3.1	2,1	90,43	1,3	15 · 1	0,188	46	7,75	2,71	4,01	184,46	—
4.1	2,3	99,04	0,65	15 · 1	0,22	55	6,85	2,47	3,12	171,6	—

$$\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}=\sum_{2d}^{4d}(Rl+Z)+\sum_{d}^{r}(Rl+Z)_{2,1}+\sum_{3r}^{4r}(Rl+Z)=$$
$$=438,99+113,97+635,20=1188,16 \text{ Pa}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Q_{C1}

$$\sum(Rl+Z)_{Q_{C1}}=\sum_{1d}^{4d}(Rl+Z)+\sum(Rl+Z)_{1,1}+\sum(Rl+Z)_{4r}=$$
$$=660,89+43,62+420,77=1125,28 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic impune ca între pierderile de sarcină pentru oricare circuit să nu fie o abatere relativă ε_r mai mare de 5 %. Pentru calculul abaterii medii relative se ia ca referință circuitul corpului de încălzire Q_{C2}, care are pierderea de sarcină cea mai mare.

$$\varepsilon_{r-Q_{C1}}=\frac{\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}-\sum(Rl+Z)_{Q_{C1}}}{\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}}\cdot 100=$$
$$=\frac{1188,16-1125,28}{1188,16}\cdot 100=5,29\%$$

$$\varepsilon_{r-Q_{C3}}=\frac{\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}-\sum(Rl+Z)_{Q_{C3}}}{\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}}\cdot 100=$$
$$=\frac{1188,16-1168,12}{1188,16}\cdot 100=1,68\%$$

$$\varepsilon_{r-Q_{C4}}=\frac{\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}-\sum(Rl+Z)_{Q_{C4}}}{\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}}\cdot 100=$$
$$=\frac{1188,16-1159,53}{1188,16}\cdot 100=2,41\%$$

Rezultă că numai circuitul corpului de încălzire Q_{C1} are o abatere relativă mai mare de 5 %. Pentru a-i obține echilibrul hidraulic față de circuitul de referință Q_{C2}, se determină gradul de reglare T_{RF}^{QC1} a robinetului cu dublă reglare atașat corpului de încălzire Q_{C1}, unde $T_{RF}^{QC1} = f\,(Z_{RF}^{QC1}, G_{Q_{C1}})$, $Z_{RF}^{QC1} = \Sigma(Rl+Z)_{QC2} - \Sigma(Rl+Z)_{QC1} = 1188,16 - 1125,28 = 62,88$ Pa iar debitul de fluid

$$G_{Q_{C1}}=\frac{Q_{C3}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600=\frac{2,50}{4,18\cdot 20\cdot 0,968}\cdot 3600=111,21 \text{ l/h}$$

• verificarea dimensionării circuitului orizontal și vertical pentru racordarea directă se obține comparând suma pierderilor de sarcină maxime de pe circuitul orizontal și pierderile de sarcină de pe circuitul vertical, cu presiunile disponibile calculate în raport cu baza coloanei. Pierderile de sarcină de pe circuitul vertical se consideră cu aceleași valori ca în exemplul de la § 4.2.8.5.1 deoarece configurația rețelei și debitele de agent termic sunt aceleași (tab. 4.2.23 B)

$$\sum(Rl+Z)_{CO+CV}=\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}+\sum_{5}^{9}(Rl+Z)=$$
$$=1188,16+1272,17=2460,33 \text{ Pa}$$

$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \Sigma(Rl+Z)_{CO+CV} = 2460,33 < H_{DC}^{max} = 3168,35$ Pa

Condiția de echilibru hidraulic este îndeplinită.

b. racordare prin BEP

• circuitul orizontal considerat secundar conform schemei din figura 4.2.4d se dimensionează la fel cu cel al racordării directe. Pierderile de sarcină sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice sunt următoarele:

• înălțimea de pompare

$$H_{PCO}=\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}+Z_{MTH_1}=1188,16+Z_{MTH_1} \quad [\text{Pa}]$$

în care Z_{MTH1} sunt pierderile de sarcină locale datorate componentelor MTH_1.

• debitul pompei

$$G_{PCO}=\frac{\sum Q_{CO}}{c_p\cdot\Delta t\cdot\rho_m}\cdot 3600=\frac{9,00}{4,18\cdot 20\cdot 968,4}\cdot 3600=0,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

• circuitul vertical are aceeași configurație și aceleași debite de agent termic pe tronsoane, ca în cazul exemplului de la § 4.2.8.5.1, rezultând:

$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \Sigma(Rl+Z)_{CV} = 2581,30 < H_{DC}^{max} = 3168,35$ Pa

în care:

$$\sum(Rl+Z)_{CV}=\sum_{5}^{9}(Rl+Z)$$

- reprezintă pierderile de sarcină totale ale circuitului vertical (tab. 4.2.23 C)

• tronsoanele rețelelor orizontale pentru celelalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunea disponibilă corespunzătoare fiecărui nivel. Astfel, pentru:

a. racordare directă (tab. 4.2.35 și 4.2.23 B)

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_{QC2} + \Sigma(Rl+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} =$
$= 118816 + 250,97 - 165,15 = 1273,98$ Pa

$$H_D^{MTH3}=\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}+\sum_{5}^{6}(Rl+Z)_{CV}-2\cdot H_{Tm}^{etaj}=$$
$$=1188,16+443,53-2\cdot 165,15=1301,39 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4}=\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}+\sum_{5}^{7}(Rl+Z)_{CV}-3\cdot H_{Tm}^{etaj}=$$
$$=1188,16+825,72-3\cdot 165,15=1518,43 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5}=\sum(Rl+Z)_{Q_{C2}}+\sum_{5}^{8}(Rl+Z)_{CV}-4\cdot H_{Tm}^{etaj}=$$
$$=1188,16+1062,11-4\cdot 165,15=1589,67 \text{ Pa}$$

în care $\Sigma(Rl+Z)_{QC2}$ sunt pierderile de sarcină pe circuitul orizontal (tab. 4.2.35), cu valoarea cea mai mare, circuitul Q_{C2}; $\sum_{x}^{y}(Rl+Z)_{CV}$ sunt pierderile de sarcină pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară a MTHx (tab. 4.2.23 B)

$H_{Tm}^{etaj} = 0,5\cdot g\cdot h\cdot(\rho_i - \rho_d) = 0,5\cdot 9,81\cdot 2,70\cdot 12,47 = 165,15$ Pa - este presiunea termică medie corespunzătoare unui nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale și verticale corespunzătoare modulului termohidraulic. Dimensionarea tronsoanelor circuitelor orizontale se face aplicând metodologia expusă la dimensionarea circuitului nivelului 4. Condiția de echilibru hidraulic este ca aceste pierderi de sarcină să nu depășească presiunea disponibilă.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.23 C)

$H_D^{MTH2} = \Sigma(Rl+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 772,79 - 165,15 = 562,64$ Pa

$$H_D^{MTH3}=\sum_{5}^{6}(Rl+Z)-2\cdot H_{Tm}^{etaj}=1327,28-2\cdot 165,15=996,98 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4}=\sum_{5}^{7}(Rl+Z)-3\cdot H_{Tm}^{etaj}=1709,47-3\cdot 165,15=1214,02 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5}=\sum_{5}^{8}(Rl+Z)-4\cdot H_{Tm}^{etaj}=2371,67-4\cdot 165,15=1711,07 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă (H_D^{MTHx}) pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe coloană și pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare. În cazul în care presiunea disponibilă nu poate fi consumată integral, se introduc organe de reglare pe circuitul de racord ale căror trepte de reglare se stabilesc în funcție de presiunea rămasă neconsumată Z_{RF}^{x} și debitul de fluid G_x ce traversează racordul de la coloană la MTH_x.

Tronsoanele circuitelor orizontale, pentru aceste niveluri, se dimensionează aplicând metodologia menționată la circuitele de la ultimul nivel, condiția fiind de nedepășire a

vitezelor economice recomandate. Pierderile de sarcină de pe aceste circuite sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice (H_{PCO}; G_{PCO}) se stabilesc analog circuitului nivelului 4.

4.2.8.6 Dimensionarea conductelor instalațiilor de încălzire monotub, cu circulație forțată, pentru consumatorii individuali

Metodologia de calcul ține seama de următoarele particularități:

- rețeaua de distribuție a agentului termic la corpurile de încălzire este monotub, putând fi alcătuită ca rețea de plintă sau îngropată (fig. 4.2.18). Racordarea corpurilor de încălzire la rețeaua orizontală monotub se face cu armături de reglare unică (ARU), care permit racordarea jos-jos sau sus-jos.
- coloanele de alimentare sunt de tipul bitub alimentând rețeaua monotub orizontală prin module termohidraulice (MTH), prevăzute cu componente care:
  - permit racordarea directă;
  - includ BEP.
- dimensionarea tronsoanelor de conducte de la coloane se face la fel ca în cazul instalațiilor bitub pentru consumatorii individuali;
- rețeaua orizontală de alimentare este de tip arborescent sau inelar, urmând criteriile de alcătuire și dimensionare specificate la § 4.2.8.4.2 și 4.2.8.4.3.

Operațiile ce particularizează metodologia de calcul a instalațiilor monotub orizontale țin seama de următoarele:

- alcătuirea schemei de calcul evidențiază tipul de armătură de racordare unică ARU pentru alimentarea corpului de încălzire jos-jos sau sus-jos (fig. 4.2.26 a, b)
- debitul masic de agent termic ce traversează conductele orizontale este constant și se stabilește cu relația:

$$G_T = \frac{Q_T}{c_p \cdot \Delta t} \quad \text{[kg/s]} \tag{4.2.64}$$

- debitele masice de agent termic corespunzătoare corpurilor de încălzire G_{Cx} se stabilesc considerând că diferența de temperatură Δt a fluidului este aceeași pentru toți consumatorii:

$$\Delta t_c \triangleq \Delta t_{in} - \Delta t_{ie} = \Delta t_{C1} = \Delta t_{C2} = \Delta t_{C3} = \Delta t_{C4} \tag{4.2.65}$$

de unde

$$G_{C_x} = \frac{Q_{C_x}}{c_p \cdot \Delta t_{C_x}} \quad \text{[kg/s]} \tag{4.2.66}$$

- temperaturile agentului termic la intrare t_{in} și ieșire t_{ie} în și din corpul de încălzire se stabilesc în funcție de debitele masice de agent termic care alimentează corpul de încălzire și debitele de agent termic de tranzit G_{Ctr}

$$t_j' = t_j = \frac{G_{C_{j-1}} \cdot t_{j-1}'' + \left(G_T - G_{C_{j-1}}\right) \cdot t_{j-1}}{G_T}; (j = 1 \div n) \tag{4.2.67}$$

în care:

$$t_{j-1}'' = t_j' - \Delta t_{Cx} \tag{4.2.68}$$

$$G_{Ctr} = G_T - G_{Cj-1} \tag{4.2.69}$$

- diametrele tronsoanelor orizontale ce alimentează corpurile de încălzire se obțin cu relația generală cunoscută: $d_x = f\ (R_m;\ Q_x)$, în care mărimile au semnificațiile menționate și depind de modul de organizare a tabelelor de calcul sau abacelor (§ 4.2.8).
- asigurarea echilibrului hidraulic al circuitelor secundare se stabilește punând condiția ca pierderile de sarcină pe circuitul primar, care trece prin corpul de încălzire Z_{Cx}, să fie aceleași cu cele ale circuitului secundar care este traversat de debitul masic în tranzit Z_{trx} prin armătura de reglare unică.

$$Z_{tr\,x} = \left(\frac{G_{tr\,x}}{G_{C_x}}\right)^2 \cdot \sum Z_{Cx} \tag{4.2.70}$$

în care G_{trx}, G_{Cx} sunt debitele masice de fluid în tranzit respectiv ce traversează un corp de încălzire [kg/s].

Exemplul de calcul 8

Se dimensionează diametrele conductelor unei instalații de încălzire monotub, cu circulație forțată și distribuție individuală. Caracteristicile termice și geometrice sunt cele din figura 4.2.27, considerând că rețeaua de conducte este realizată din oțel, cupru sau material termoplastic tip Polymutan. Agentul termic este apa caldă cu t_d/t_i = 95/75 °C.

Rețeaua orizontală din schema de calcul (fig. 4.2.26 a+b) este caracterizată printr-un tranzit de agent termic și un

Tabelul 4.2.36. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei orizontale pentru conducte tip Polymutan cu distribuție inelară (ex. 7)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 2	TTS	TTI	Robinet trecere	Σξ
1d	2.5	4	1,13	0,3	0,3	—	—	8,23
2d	—	—	—	0,3	0,3	—	—	0,6
3d	—	—	—	—	0.3	—	—	0,3
4d	—	—	—	2 · 0,3	—	—	2 · 1 = 2	2,6
1r	—	—	1,13	0,3	—	0,6	—	2,03
2r	—	—	—	0,3	—	0,6	—	0,9
3r	—	—	—	—	—	0,6	—	0,6
4r	—	—	—	2 · 0,3	—	—	2 · 1 = 2	2,6
1.1d	—	—	1,13	—	—	0,9	—	2,03
2.1d	2.5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	—	9,93
3.1d	2.5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	—	9,93
4.1d	2.5	4	1,13	0,3	1,3	—	—	9,03

Tabelul 4.2.35. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte tip Polymutan, varianta distribuției inelare (ex. 7)

Nr. tronson	Q [kW]	G [kg/h]	l [m]	Dn [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Z [Pa]	R · l [Pa]	Rl + Z [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1d	2,5	0,031	4	15	0,15	33	8,23	89,9	132	221,9	660,89
2d	4,6	0,057	3.2	20	0,18	36	0,6	9,44	115,2	124,64	438,99
3d	6,7	0,082	2.8	20	0,24	59	0,3	8,39	165,2	173,59	314,35
4d	9	0,11	3.4	25	0,19	28	2,6	45,56	95,2	140,76	140,76
1r	2,3	0,028	3.1	15	0,18	28	2,03	31,93	86,8	118,73	858,53
2r	4,4	0,054	3.2	20	0,16	29	0,9	11,18	92,8	104,6	739,8
3r	6,5	0,08	3.35	20	0,24	59	0,6	16,78	197,65	214,43	635,2
4r	9	0,11	13,4	25	0,19	28	2,6	45,57	375,2	420,77	420,77
1.1d	2,5	0,031	0,65	15	0,15	33	2,03	22,17	21,45	43,62	—
2.1d	2,1	0,026	1,3	15	0,13	25	9,93	81,47	32,5	113,97	—
3.1d	2,1	0,026	1,3	15	0,13	25	9,93	81,47	32,5	113,97	—
4.1d	2,3	0,028	0,65	15	0,18	28	9,03	142,04	18,2	160,24	—

câmp impus de temperaturi care se stabilește după cum urmează:

• debitul masic total de agent termic al instalației orizontale:

$$G_T = \frac{Q_T}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{\sum Q_{C_x}}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20} \cong 0,107 \text{ kg/s} \cong 387,56 \text{ kg/h}$$

• debitul masic de agent termic al consumatorilor G_{Cx}, într-o primă iterație, se stabilește considerând o diferență de temperatură $\Delta t = t_{in} - t_{ie} = 10$ K $= \Delta t_{C4} = \Delta t_{C3} = \Delta t_{C2} = \Delta t_{C1}$

$$G_{C4} = \frac{Q_{C4}}{c_p \cdot \Delta t_{C4}} = \frac{2,30}{4,18 \cdot 10} \cdot 3600 = 198,086 \text{ kg/h}$$

$$G_{C3} = \frac{Q_{C3}}{c_p \cdot \Delta t_{C3}} = \frac{2,10}{4,18 \cdot 10} \cdot 3600 = 180,860 \text{ kg/h}$$

$$G_{C2} = \frac{Q_{C2}}{c_p \cdot \Delta t_{C2}} = \frac{2,10}{4,18 \cdot 10} \cdot 3600 = 180,860 \text{ kg/h}$$

$$G_{C1} = \frac{Q_{C1}}{c_p \cdot \Delta t_{C1}} = \frac{2,50}{4,18 \cdot 10} \cdot 3600 = 215,310 \text{ kg/h}$$

• temperaturile agentului termic la intrarea și ieșirea în și din corpul de încălzire scrise ținând seama de notațiile din figura 4.2.27 sunt următoarele:

$t_4 = t_d = 95$ °C

$t_4^* = t_4 - \Delta t_{C4} = 95 - 10 = 85$ °C

$$t_3 = \frac{G_{C4} \cdot t_4^* + (G_T - G_{C4}) \cdot t_4}{G_T} = \frac{G_{C4} \cdot t_4^* + G_{tr4} \cdot t_4}{G_T} = \frac{198,086 \cdot 85 + 189,47 \cdot 95}{387,56} = 89,88 \text{ °C}$$

$G_{tr4} = G_T - G_{C4} = 387,56 - 198,086 = 189,47$ kg/h

$t_3^* = t_3 - \Delta t_{C3} = 89,88 - 10 = 79,88$ °C

$$t_2 = \frac{G_{C3} \cdot t_3^* + (G_T - G_{C3}) \cdot t_3}{G_T} = \frac{G_{C3} \cdot t_3^* + G_{tr3} \cdot t_3}{G_T} = \frac{180,86 \cdot 79,88 + 206,70 \cdot 89,88}{387,56} = 85,21 \text{ °C}$$

$G_{tr3} = G_T - G_{C3} = 387,56 - 180,86 = 206,70$ kg/h

$t_2^* = t_2 - \Delta t_{C2} = 85,21 - 10 = 75,21$ °C

$$t_1 = \frac{G_{C2} \cdot t_2^* + (G_T - G_{C2}) \cdot t_2}{G_T} = \frac{G_{C2} \cdot t_2^* + G_{tr2} \cdot t_2}{G_T} = \frac{180,86 \cdot 75,21 + 206,70 \cdot 85,21}{387,56} = 80,54 \text{ °C}$$

$G_{tr2} = G_T - G_{C2} = 387,56 - 180,86 = 206,70$ kg/h

$t_1^* = t_1 - \Delta t_{C1} = 80,54 - 10 = 70,54$ °C

Condiția ca temperatura de ieșire a agentului termic din ultimul consumator *(Q_{C1})* să fie egală cu cea nominală a agentului termic de întoarcere ($t_r = 75$ °C) nu este îndeplinită. Se impune ca debitul total al rețelei să tranziteze circuitul primar al corpului de încălzire 1, obținându-se:

$$t_1^{**} = t_1 - \frac{Q_{C1}}{G_T \cdot c_p} = 80,54 - \frac{2,50}{0,107 \cdot 4,18} \cong 74,95 \text{ °C} \cong 75 \text{ °C}$$ •

Suprafețele de încălzire aferente corpurilor de încălzire se calculează în funcție de temperaturile medii ale agentului termic, recalculând coeficientul de temperatură c_t cu relația:

$$c_t = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_{nom}}\right)^{4/3} \tag{4.2.71}$$

în care:

- $\Delta t_{nom} = [(t_d - t_r)/2] - t_i$, cu t_d/t_r - temperaturile nominale ale agentului termic la intrare și ieșire din rețeaua orizontală;
- t_i - temperatura adoptată pentru spațiul încălzit [C];
- $\Delta t = t_{in} - t_{ie}$; cu t_{in}/t_{ie} - temperaturile locale la intrarea și ieșirea din corpul de încălzire, determinate prin recurență cu expresia:

$$t_j^* = t_j = \frac{G_{C_{j-1}} \cdot t_{j-1}^* + (G_T - G_{C_{j-1}}) \cdot t_{j-1}}{G_T} \tag{4.2.72}$$

care, particularizată pentru cazul din figura 4.2.26, conduce la:

$t_4 = t_d$; $t_4^* = t_4 - \Delta t_{C4}$

$$t_3 = \frac{G_{C4} \cdot t_4^* + (G_T - G_{C4}) \cdot t_4}{G_T};\quad t_3^* = t_3 - \Delta t_{C3} \tag{4.2.73}$$

$$t_2 = \frac{G_{C3} \cdot t_3^* + (G_T - G_{C3}) \cdot t_3}{G_T};\quad t_2^* = t_2 - \Delta t_{C2} \tag{4.2.74}$$

$$t_1 = \frac{G_{C2} \cdot t_2^* + (G_T - G_{C2}) \cdot t_2}{G_T};\quad t_1^* = t_1 - \Delta t_{C1} \cong t_r \tag{4.2.75}$$

Cele două sisteme de racordare (jos-jos și sus-jos) sunt diferențiate din punct de vedere al suprafeței de încălzire și prin coeficientul de racord c_r indicat de către STAS 1797.

• pentru a asigura repartiția debitelor masice de agent termic, conform schemei de calcul, este necesar ca pierderile de sarcină locale pe circuitele primare Z_{Cx} (circuitele ce permit circulația agentului termic la și de la

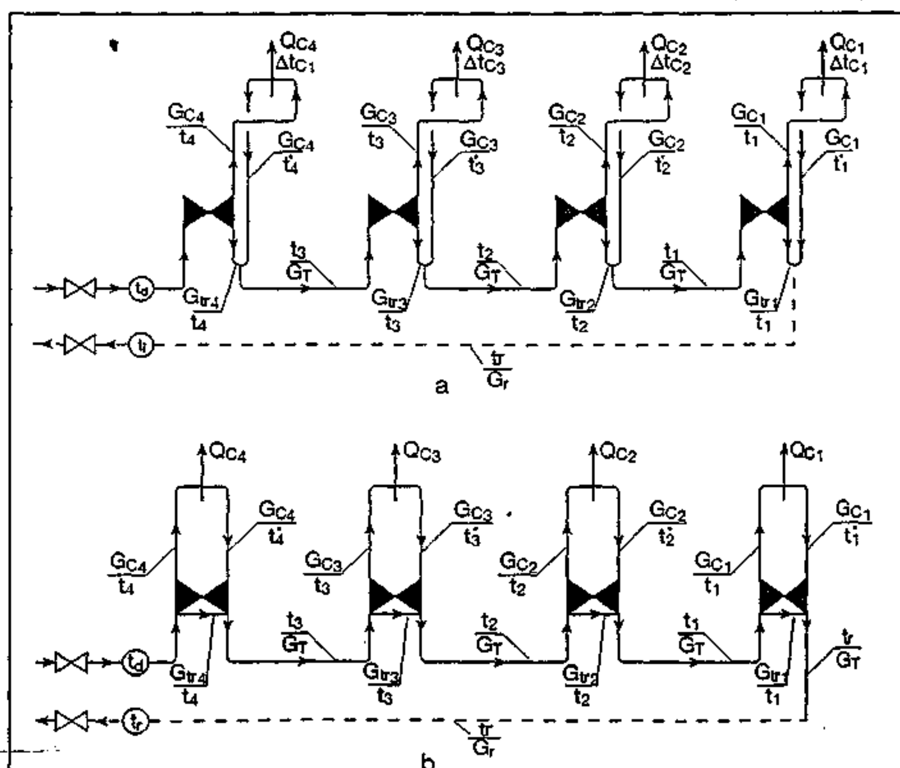


Fig. 4.2.26. Scheme de calcul al câmpului de temperatură și debitelor în tranzit, pentru instalații monotub aferente consumatorilor individuali

a - alimentare jos-jos b - alimentare sus-jos

corpul de încălzire prin ARU) şi pierderile de sarcină pe circuitul de tranzit Z_{tr} să fie într-un raport de proporţionalitate dat de relaţia 4.2.70. Pentru reţeaua din figura 4.2.27a,b pierderile de sarcină locale s-au stabilit astfel:

$$Z_{Cx} = \rho \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot \sum \xi \qquad (4.2.76)$$

în care $\Sigma\xi$ reprezintă suma coeficienţilor de rezistenţă locală ai circuitului ARU - corp de încălzire - ARU (tab. 4.2.37), în structura căreia s-a considerat:

- pentru racordare jos-jos

$\Sigma\xi_{j-j} = \xi^{d}_{ARU} + \xi_{CI} + \xi^{i}_{ARU}$

- pentru racordare sus-jos

$\Sigma\xi_{s-j} = \xi^{d}_{ARU} + \xi_{CI} + \xi_{RT} + \xi^{i}_{ARU}$

în care

ξ^{d}_{ARU} este rezistenţa hidraulică locală a armăturii de racordare la intrarea agentului termic;

ξ_{CI} - rezistenţa hidraulică locală a corpului de încălzire;

ξ_{RT} - rezistenţa hidraulică suplimentară a robinetului ataşat circuitului corpului de încălzire şi care face parte din ARU cu racordare sus-jos;

ξ^{i}_{ARU} - rezistenţa hidraulică locală a armăturii de racordare la ieşirea agentului termic. Echilibrarea hidraulică a circuitelor corpurilor de încălzire în raport cu nodurile de racordare, se face utilizând dispozitivele locale de reglare, cu care sunt prevăzute ARU. Pentru cazul particular al reţelelor monotubulare racordate cu ARU în sistem de alimentare jos-jos sau sus-jos, pierderea de sarcină locală la corpurile de încălzire cuprinde numai pierderile, în circuitele ARU, corpul de încălzire în cazul racordării jos-jos, şi suplimentar în robinetul cu dublă reglare (cu sau fără termostat) în cazul racordării sus-jos.

Calculul pierderilor de sarcină locale pentru circuitele secundare se face luând în considerare relaţia pierderilor de sarcină, scrisă sub forma:

$$\sum Z = \rho_m \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \sum \xi = \frac{16 \cdot \rho_m}{2 \cdot \pi^2 \cdot d^2} \cdot G^2 \cdot \sum \xi \qquad (4.2.77)$$

de unde cu notaţiile din figura 4.2.26. rezultă:

$$\frac{\sum Z_{Cx}}{Z_{trx}} = \left(\frac{G_{Cx}}{G_{trx}}\right)^2; \text{ sau } Z_{trx} = \left(\frac{G_{trx}}{G_{Cx}}\right)^2 \cdot \sum Z_{Cx} \qquad (4.2.78)$$

în care:

- Z_{Cx} sunt pierderile de sarcină locale pe circuitul corpului de încălzire [Pa];
- Z_{trx} - pierderile de sarcină locale pe circuitul debitului de tranzit G_{trx}, care nu traversează corpul de încălzire şi care sunt preluate prin reglarea specifică a ARU;
- G_{Cx} - debitul masic de agent termic ce traversează circuitul corpului de încălzire:

$$G_{Cx} = \frac{Q_{Cx}}{c_p \cdot \Delta t_x} \cdot 3600 \quad [kg/h] \qquad (4.2.79)$$

în care:

- Q_{Cx} reprezintă debitul de căldură al consumatorului [kW];
- $\Delta t_x = t_{in} - t_{ie}$;- diferenţa de temperatură a agentului termic, între temperatură de intrare şi de ieşire din corpul de încălzire.

$$G_{trx} = G_T - G_{Cx} \quad [kg/h] \qquad (4.2.80)$$

în care

$$G_T = \frac{Q_T}{c_p \cdot \Delta t} \cdot 3600 \quad [kg/h] \qquad 4.2.81$$

Circuitele secundare ale corpului de încălzire echipate cu ARU au treapta de reglare stabilită în funcţie de mărimile:

$T_{RTx} = f\,(Z_{trx};\ G_{trx})$ (4.2.8?

Din tabelul 4.2.37 se observă că pentru consumatorul 4, care este tranzitat de întreg debitul de agent termic, $Z_{tr} = 0$ (circuitul secundar este închis complet).

❑ pentru reţelele de conducte orizontale din oţel, de la ultimul nivel, diametrele şi pierderile totale de sarcină, centralizate în tabelul 4.2.38, s-au stabilit în funcţie de debitul de agent termic şi viteza economică, în conformitate cu datele din tabelul 4.2.3. Coeficienţii de rezistenţă locală din tabelul 4.2.39 au fost stabiliţi ţinând seama de configuraţia reţelei de distribuţie (fig. 4.2.27), datele din tabelul 4.2.4 şi cele referitoare la pierderile locale de sarcină pentru $\Sigma\xi = 1$ (tab. 4.2.5).

• verificarea rezultatelor se face luând în considerare condiţiile de echilibru hidraulic, care depind de varianta de racordare a reţelei orizontale la coloanele de alimentare cu agent termic (fig. 4.2.27 c). Astfel, pentru

a. racordare directă

$$H^{min}_{DC} < \sum_1^4 (Rl+Z)_{co} + \sum_5^9 (Rl+Z)_{cv} < H^{max}_{DC} \quad [Pa]$$

în care:

H^{min}_{DC} şi H^{max}_{DC} sunt presiunile disponibile de la baza coloanelor, care în condiţiile adoptării aceleiaşi reţele verticale ca la cele bitubulare au aceleaşi valori: H^{min}_{DC} = 2376,27 Pa şi respectiv H^{max}_{DC} = 3168,35 Pa;

$\sum_1^4 (Rl+Z)_{co}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor orizontale monotub, prezentate în tabelul 4.2.38 care au două valori determinate de posibilitatea dimensionării diferite a tronsonului 1

pentru Dn1 = 3/4"

$$\sum_1^4 (Rl+Z)^{max}_{CO} = 2815{,}35 \text{ Pa}$$

pentru Dn1 = 1"

$$\sum_1^4 (Rl+Z)^{min}_{CO} = 1679{,}53 \text{ Pa}$$

$\sum_5^9 (Rl+Z)_{cv}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor coloanei de alimentare cu agent termic care în condiţiile identităţii schemei adoptate cu cea din exemplul

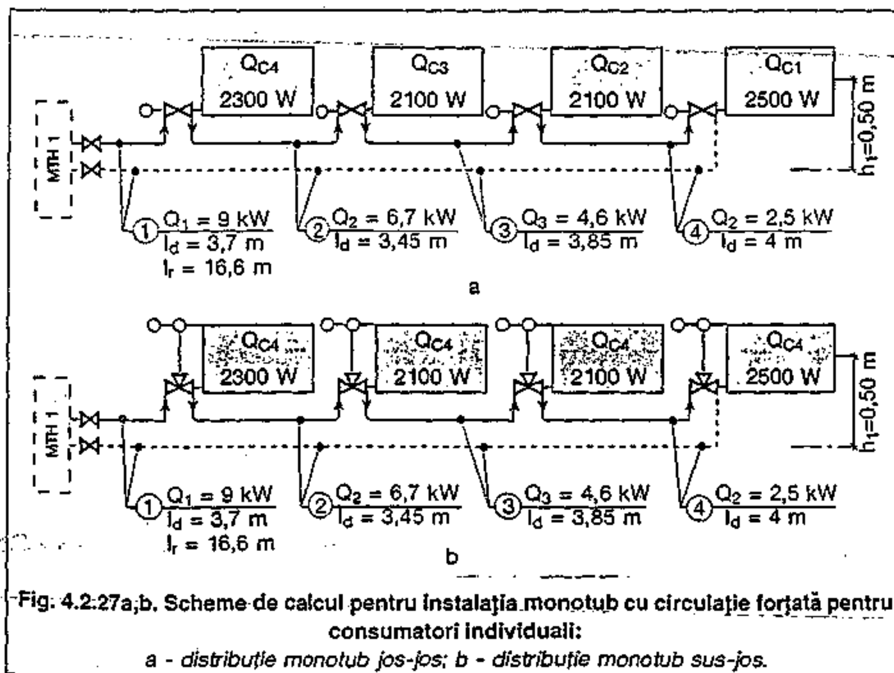


Fig. 4.2.27a,b. Scheme de calcul pentru instalaţia monotub cu circulaţie forţată pentru consumatori individuali:
a - distribuţie monotub jos-jos; b - distribuţie monotub sus-jos.

de la § 4.2.8.5.1 are valoarea: $\sum_5^9 (Rl+Z)_{cv} = 938,09$ Pa

Analizând cele două variante de la tronsonul 1 privind diametrele conductelor rezultă că pentru 3/4" pierderile de sarcină

$$\sum_1^4 (Rl+Z)_{CO} + \sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} = 2815,35 + 938,09 = 3753,44 \text{ Pa}$$

depăşesc presiunea disponibilă maximă H_{DC}^{max} = 3168,35 Pa

Pentru diametrul de 1" este asigurată condiţia de echilibru hidraulic

H_{DC}^{min} = 2376,27 < 1679,53 + 938,09 < H_{DC}^{max} = 3168,35 Pa

b. racordare prin BEP

$$H_{DC}^{min} < \sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} < H_{DC}^{max}$$

în care H_{DC}^{min} şi H_{DC}^{max} sunt presiunile disponibile de la baza coloanei de alimentare a MTH, corespunzător racordării cu BEP şi au valorile: H_{DC}^{min} = 2257 Pa; H_{DC}^{max} = 3009 Pa (exemplul de la § 4.2.8.5.1)

$\sum_5^9 (Rl+Z)_{CV}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele coloanei de alimentare a MTH care are aceeaşi valoare cu cea de la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.19 C)

$$\sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} = 2383,30 \text{ Pa}$$

Condiţia de echilibru hidraulic în acest caz este îndeplinită

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,30 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa}$$

Pierderile de sarcină ale circuitului orizontal se dimensionează la fel ca cel al racordării directe şi sunt acoperite de o pompă de circulaţie care are următoarele caracteristici hidraulice

- înălţimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO} = 2815,35 \text{ Pa}$$

unde s-a considerat pe tronsonul 1 (tab. 4.2.38) diametrul de 3/4" întrucât pierderea de sarcină suplimentară poate fi acoperită de pompa de circulaţie.

- debitul pompei

$G_{PCO} = G_T$ = 387,35 kg/h

- circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 şi P) se dimensionează după aceeaşi metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, în funcţie de modul de racordare a MTH la coloană. Astfel, pentru:

a. racordare directă (pentru conducte verticale tab. 4.2.19B)

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum (Rl+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 1679,53 + 254,80 - 165,15 = 1769,18 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_5^6 (Rl+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1679,53 + 368,60 - 2 \cdot 165,15 = 1717,83 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_5^7 (Rl+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1679,53 + 600,35 - 3 \cdot 165,15 = 1784,43 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_5^8 (Rl+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1679,53 + 761,09 - 4 \cdot 165,15 = 1800,02 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum^4 (Rl+Z)_{co}^{min}$ sunt pierderile de sarcină minime pe circuitul orizontal corespunzător diametrului Dn1 = 1" (tab. 4.2.38).

$\sum_x^y (Rl+Z)_{cv}$ sunt pierderile de sarcini pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTH_X (tab. 4.2.19B).

$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 g \cdot h \cdot (\rho_r - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,70 \cdot 12,47 = 161,15$ Pa

Dimensionarea circuitelor orizontale se face după metodologia prezentată pentru circuitul ultimului nivel.

Presiunea disponibilă obţinută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină a racordurilor MTH_x la coloană, a pierderilor locale de sarcină în MTH_x şi în reţeaua orizontală corespunzătoare nivelului.

b. racordare prin BEP (pentru conducte verticale tabelul 4.2.19, C)

$$H_D^{MTH2} = \sum (Rl+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 620,50 - 165,15 = 455,35 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (Rl+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 998,50 - 2 \cdot 165,15 = 668,20 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (Rl+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1646,5 - 3 \cdot 165,15 = 1151,05 \text{ Pa}$$

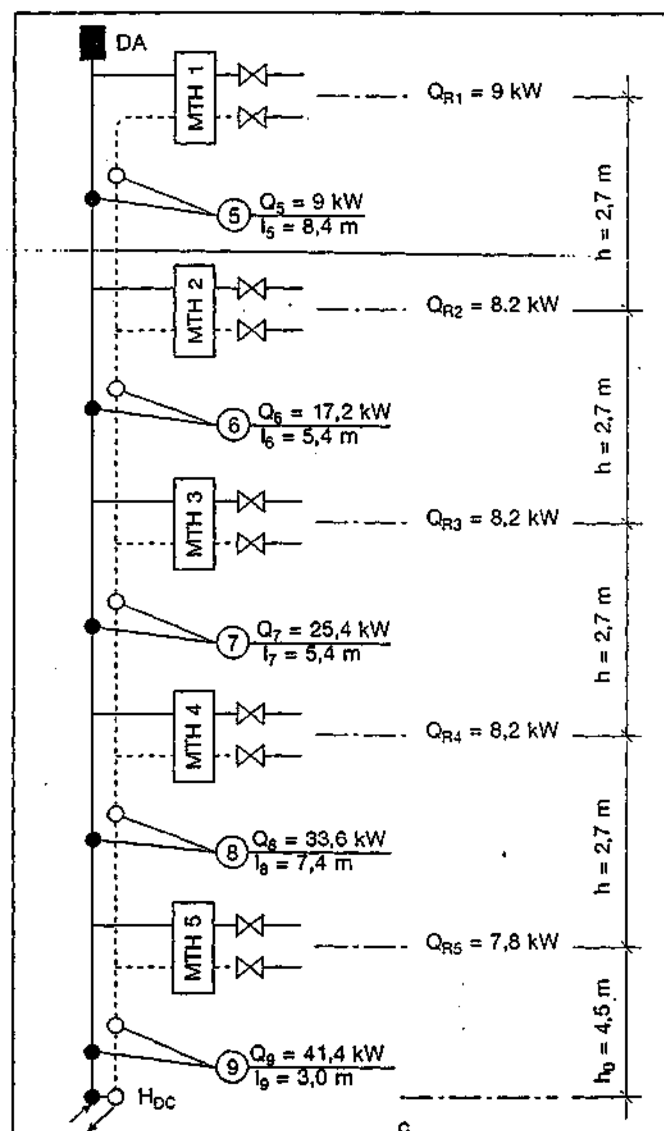


Fig. 4.2.27c. Schema de calcul pentru instalaţia monotub cu circulaţie forţată pentru consumatori individuali: *c - coloană de alimentare.*

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (RI+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2035{,}3 - 4 \cdot 165{,}15 = 1374{,}7 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină ale racordului BEP la coloană și a pierderilor de sarcină locale la nivelul MTH_x în care este inclusă BEP. Dacă este cazul se prevăd și organe de reglare care să disipeze excedentul de presiune, alegerea acestora făcându-se după metodologia indicată la exemplul de la § 4.2.8.5.1.

Circuitele orizontale ale celorlalte niveluri se dimensionează aplicând metodologia indicată la dimensionarea circuitului ultimului nivel. Pompa de circulație pe fiecare circuit se alege în funcție de caracteristicile respective (H_{PCO} și G_{PCO}).

❑ pentru rețele de conducte orizontale din cupru, corespunzătoare ultimului nivel, diametrele și pierderile totale de sarcină centralizate în tabelul 4.2.40 s-au stabilit în funcție de debitul de agent termic și viteza economică, utilizând datele din tabelul 4.2.7. Coeficienții de rezistență locală centralizați în tabelul 4.2.41 s-au determinat în funcție de configurația rețelei de distribuție (fig. 4.2.27) ținând seama de datele din tabelul 4.2.4 și a celor referitoare la lungimea echivalentă a pierderilor locale de sarcină pentru $\Sigma\xi = 1$ (tab. 4.2.8).

• verificarea rezultatelor s-a făcut luând în considerare condițiile de echilibru hidraulic, care depind de varianta de racordare a rețelei orizontale la coloanele de alimentare cu agent termic. Astfel, pentru

a. racordare directă

$$H_{DC}^{min} < \sum_1^4 (RI+Z)_{CO} + \sum_5^9 (RI+Z)_{CV} < H_{DC}^{max}$$

în care H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} sunt presiunile disponibile de la baza coloanelor care în condițiile adoptării aceleiași rețele verticale, ca la cele bitubulare, au aceleași valori: H_{DC}^{min} 2376,27 Pa și respectiv H_{DC}^{max} = 3168,35 Pa.

$\sum_1^4 (RI+Z)_{CO}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor monotub, prezentate în tabelul 4.2.40 care au două valori determinate de posibilitatea dimensionării diferite a tronsonului 1, astfel:

pentru Dn1 = 28x1,5 mm $\sum_1^4 (RI+Z)_{CO}^{max} = 2575{,}03$ Pa

pentru Dn1 = 35x1,5 mm $\sum_1^4 (RI+Z)_{CO}^{min} = 1401{,}21$ Pa

$\sum_5^9 (RI+Z)_{CV}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor coloanei de alimentare cu agent termic care în condițiile identității schemei adoptate cu cea din exemplul de la § 4.2.8.5.1 tabelul 4.2.21B are valoarea:

$$\sum_5^9 (RI+Z)_{CV} = 1511{,}92 \text{ Pa}$$

Varianta cu tronsonul 1 cu diametru 28x1,5 mm conduce la pierderi de sarcină mai mari decât H_{DC}^{max},

$$\sum_1^4 (RI+Z)_{CO} + \sum_5^9 (RI+Z)_{CV} = 2575{,}03 + 1511{,}92 =$$

$$= 4086{,}95 > H_{DC}^{max} = 3168{,}35 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic este asigurată pentru soluția cu diametru 35x1,5 mm pe tronsonul 1.

H_{DC}^{min} < 2376,23 < (1401,21 + 1511,92) = 2913,13 < < H_{DC}^{max} = 3168,35 Pa

b. racordare prin BEP

$$H_{DC}^{min} < \sum_5^9 (RI+Z)_{CV} + Z_{BEP} < H_{DC}^{max}$$

în care H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} sunt presiunile disponibile de la baza coloanei de alimentare a MTH5, corespunzător racordării cu BEP și au valorile: H_{DC}^{min} = 2257 Pa; H_{DC}^{max} =3009 Pa (exemplul 6 de la § 4.2.8.5.1).

$\sum_5^9 (RI+Z)_{CV}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele de conductă ale coloanei de alimentare a MTH, care are aceeași valoare ca în cea de la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.21 C):

$$\sum_5^9 (RI+Z)_{CV} = 2236{,}21 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (RI+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2236{,}21 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa}$$

nefiind îndeplinită, se prevede un organ de reglare pe racordul BEP_1, a cărui rezistență locală:

Tabelul 4.2.38. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețeaua orizontală monotub și conducte din oțel (ex. 8)

Nr. tronson	Q [kW]	l [m]	d [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	Rl + Z [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1	9	20.3	3/4	0.32	70	10,6	1421	530	1951	1951
			1	0.22	25	10.6	215.18	600	815.18	815.18
2	6,7	3.45	3/4	0.24	40	8.6	138	294.4	276	2227
										1091.18
3	4,6	3,85	3/4	0.22	35	9.6	134.75	230.4	365.15	2592.15
										1456,33
4	2.5	4	1/2	0.16	30	11,1	120	103.2	232.2	2815,35
										1679.53

Tabelul 4.2.39. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei monotub orizontale și conducte din oțel (ex. 8)

Nr. tronson	Corp încălzire	ARU	Cpo	Curbe r/d = 4	v/v_x	TTS	TTÎ	Σξ
1	—	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	2 · 1 = 2	10.6
2	—	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	8.6
3	—	2 · 4 = 8	—	4 · 0,3 = 1,2	—	—	—	9.2
4	2.5	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	11.1

Tabelul 4.2.37. Valoarea rezistenței de reglare "Ztr", pentru armături cu racordare unică (ARU) la instalațiile orizontale monotub cu alimentare jos-jos și sus-jos (ex. 8)

Nr. tronson	ξ_{ARU}	$\xi_{CI}^{JJ} / \xi_{CI}^{SJ}$	$\Sigma\xi_{JJ} / (\Sigma\xi_{SJ})$	v_m [m/s]	Z_{cx} [Pa]	G_{trx} [kg/h]	G_{cx} [kg/h]	$(G_{trx}/G_{cx})^2$	Z_{tr} [Pa]
1	4	2.5	6.5	0.16	80,78	189,47	198,086	0.91	75.51
	4	6.5	10.5	0,16	131.3				119.48
2	4	2.5	6.5	0,12	45,72	206,7	180.86	1.31	59.98
	4	6.5	10.5	0,12	78.86				103.3
3	4	2.5	6.5	0,12	45,72	206.7	180,86	1,306	59.71
	4	6.5	10.5	0,12	78.56				102.6
4	4	2.5	6.5	0.25	198.45	0	387.56	0	0
	4	6.5	10.5	0.25	320.57				0

$$Z_{RF}^{BEP_1} = \frac{H_{DC}^{max} - H_{DC}^{min}}{2} = \frac{3009 - 2257}{2} = 376 \text{ Pa}$$

iar relația de echilibru hidraulic devine

$$H_{DC}^{min} < \sum_{5}^{9}(Rl+Z)_{CV} + Z_{RF}^{BEP_1} < H_{DC}^{max}$$

sau

$$H_{DC}^{min} = 2257 < 2236{,}21 + 376 = 2612{,}21 < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa}$$

Organul de reglare se alege fixând treapta de reglare

$$T_{RF}^{BEP_1} = f\left(G_{MTH1}, Z_{RF}^{BEP_1}\right)$$

în care

$$G_{MTH1} = \frac{\sum Q_{Cx}}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{9}{4{,}18 \cdot 20} = 0{,}107 \text{ kg/s} \cong 387{,}56 \text{ kg/h}$$

$$Z_{RF}^{BEP_1} = 376 \text{ Pa}$$

Pierderile de sarcină în circuitul orizontal sunt acoperite de o pompă de circulație, cu următoarele caracteristici hidraulice:

• înălțimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum_{1}^{4}(Rl+Z)_{CO} = 2575{,}03 \text{ Pa}$$

unde pe tronsonul 1 (tab. 4.2.40) s-a considerat diametrul de 28x1,5 mm, deoarece pierderea de sarcină suplimentară poate fi acoperită de pompa de circulație, cu caracteristicile hidraulice:

• debitul pompei

$G_{PCO} = G_T = 387{,}56$ [kg/h]

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează utilizând aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, în funcție de modul de racordare a MTH la coloană. Astfel, pentru:

a. racordare directă pentru conducte verticale (tab. 4.2.21 B)

$$H_D^{MTH2} = \sum_{1}^{4}(Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum(Rl+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1401{,}21 + 217{,}87 - 165{,}15 = 1453{,}93 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_{1}^{4}(Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_{5}^{6}(Rl+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1401{,}21 + 383{,}77 - 2 \cdot 165{,}15 = 1454{,}68 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_{1}^{4}(Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_{5}^{7}(Rl+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1401{,}21 + 716{,}77 - 3 \cdot 165{,}15 = 1622{,}53 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_{1}^{4}(Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_{5}^{8}(Rl+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1401{,}21 + 1321{,}57 - 4 \cdot 165{,}15 = 2062{,}18 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum_{1}^{4}(Rl+Z)_{co}^{min}$ - sunt pierderile de sarcină minime pe circuitul orizontal corespunzător diametrului Dn1 = 35x1,5mm (tab. 4.2.40).

$\sum_{x}^{y}(Rl+Z)_{cv}$ - sunt pierderile de sarcini pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTHx (tab. 4.2.21B).

$H_{Tm}^{etaj} = 0{,}5 g \cdot h \cdot (\rho_r - \rho_d) = 0{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}70 \cdot 12{,}47 = 161{,}15$ Pa

Dimensionarea circuitelor orizontale se face după metodologia prezentată pentru circuitul ultimului nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină a racordurilor MTHx la coloană, a pierderilor locale de sarcină în MTHx și în rețeaua orizontală corespunzătoare nivelului.

b. racordare prin BEP pentru conducte verticale (tab. 4.2.21 C)

$$H_D^{MTH2} = \sum(Rl+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 217{,}87 - 165{,}15 = 52{,}72 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_{5}^{6}(Rl+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 792{,}16 - 2 \cdot 165{,}15 = 461{,}86 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_{5}^{7}(Rl+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1125{,}16 - 3 \cdot 165{,}15 = 629{,}71 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_{5}^{8}(Rl+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1729{,}96 - 4 \cdot 165{,}15 = 1069{,}36 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină ale racordului BEP la coloană și a pierderilor de sarcină locale din MTHx în amonte de BEP.

Circuitele orizontale ale celorlalte niveluri se dimensionează după metodologia indicată la circuitul de la ultimul nivel. Pompa de circulație pe fiecare circuit se alege în funcție de caracteristicile hidraulice (H_{PCO} și G_{PCO}).

☐ pentru rețele de conducte orizontale din materiale termoplastice tip Polymutan, corespunzătoare ultimului nivel, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.42. Valorile au fost stabilite în funcție de debitul de agent termic și viteza economică, utilizând datele din tabelul 4.2.9. Coeficienții de rezistență locală centralizați în tabelul 4.2.43 s-au determinat în funcție de configurația rețelei de distribuție (fig. 4.2.27) ținând seama de datele din tabelul 4.2.4.

• verificarea rezultatelor s-a făcut luând în considerare condițiile de echilibru hidraulic care depind de varianta de racordare a rețelei orizontale la coloanele de alimentare cu agent termic. Astfel, pentru

a. racordare directă

$$H_{DC}^{min} < \sum_{1}^{4}(Rl+Z)_{CO} + \sum_{5}^{9}(Rl+Z)_{CV} < H_{DC}^{max}$$

în care H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} sunt presiunile disponibile de la baza coloanelor, care în condițiile adoptării aceleiași rețele verticale, ca la cele bitubulare, au aceleași valori: H_{DC}^{min} = 2376,23 Pa,

Tabelul 4.2.40. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețeaua orizontală monotubulară și conducte din cupru (ex. 8)

Nr. tronson	Q [kW]	G_T [kg/h]	l [m]	d · δ [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	$Σl_{ech}$ [m]	Σl [m]	R · Σl [Pa]	Σ(R · Σl) [Pa]
1	9	387,56	20,3	28·1,5	0,22	26	9,7	8,73	29,03	754,78	754,78
				35 · 1,5	0,135	8,5		10,18	30,48	259,08	259,08
2	6,7		3,45	22 · 1	0,34	75	4,7	3,52	6,97	522,75	1277,53
				28 · 1,5	0,215	27		4,14	7,59	204,93	464,01
3	4,6		3,85	22 · 1	0,34	75	5,4	4,05	7,9	592,5	1870,03
				28 · 1,5	0,215	27		4,75	8,6	232,2	696,21
4	2,5		4	22 · 1	0,34	75	7,2	5,4	9,4	705	2575,03
				22 · 1	0,34	75		5,4	9,4	705	1401,21

respectiv $H_{DC}^{max} = 3168{,}35$ Pa.

$\sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor monotub, prezentate în tabelul 4.2.42 cu două valori determinate de posibilitatea dimensionării diferite a tronsoanelor 3 și 4, astfel:

pentru $Dn_3 = Dn_4 = 20$ mm $\quad \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{max} = 2640{,}11$ Pa

pentru $Dn_3 = Dn_4 = 25$ mm $\quad \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} = 1594{,}62$ Pa

$\sum_5^9 (Rl+Z)_{CV}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor coloanei de alimentare cu agent termic care în condițiile identității schemei adoptate cu cea din exemplul de la § 4.2.8.5.1 are valoarea:

$$\sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} = 1272{,}17 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic este asigurată pentru soluția cu diametrul de 25 mm pe tronsonul 4

$$H_{DC}^{min} = 2376{,}23 < 1594{,}62 + 1272{,}17 = 2866{,}79 < H_{DC}^{max} = 3168{,}35 \text{ Pa}$$

Varianta cu tronsonul 4 cu diametru 20 mm conduce la pierderi de sarcină mai mari decât H_{DC}^{max}.

$$\sum_1^4 (Rl+Z)_{CO} + \sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} = 2640{,}11 + 1272{,}17 = $$
$$= 3912{,}28 > H_{DC}^{max} = 3168{,}35 \text{ Pa}$$

b. racordare prin BEP

$$H_{DC}^{min} < \sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} < H_{DC}^{max}$$

în care H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} sunt presiunile disponibile de la baza coloanei de alimentare a MTH, corespunzător racordării cu BEP și au valorile: H_{DC}^{min} = 2257 Pa, H_{DC}^{max} = *3009 Pa* (exemplul de la § 4.2.8.5.1).

$\sum_5^9 (Rl+Z)_{CV}$ este pierderea de sarcină pe tronsoanele de conductă ale coloanei de alimentare a MTH, care are aceeași valoare cu cea din exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.23 C)

$$\sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} = 2581{,}73 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2581{,}73 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa}$$

este îndeplinită.

Pierderile de sarcină în circuitul orizontal sunt acoperite de o pompă de circulație, cu următoarele caracteristici hidraulice

- înălțimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO} = 2640{,}11 \text{ Pa}$$

unde s-a considerat că pe tronsonul 4 (tab. 4.2.42) diametrul de 20 mm, deoarece pierderea de sarcină suplimentară poate fi acoperită de pompa de circulație cu următoarele caracteristici hidraulice:

- debitul pompei

$G_{PCO} = G_T = 387{,}56$ kg/h

- circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează utilizând aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, în funcție de modul de racordare a MTH la coloană. Astfel, pentru:

a. racordare directă pentru conducte verticale (tab. 4.2.23 C)

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum (Rl+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1594{,}62 + 772{,}79 - 165{,}15 = 2202{,}26 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_5^6 (Rl+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1594{,}62 + 1327{,}28 - 2 \cdot 165{,}15 = 2591{,}60 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_5^7 (Rl+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1594{,}62 + 1709{,}47 - 3 \cdot 165{,}15 = 2808{,}64 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^4 (Rl+Z)_{CO}^{min} + \sum_5^8 (Rl+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$
$$= 1594{,}62 + 2371{,}67 - 4 \cdot 165{,}15 = 3305{,}69 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum_1^4 (Rl+Z)_{co}^{min}$ sunt pierderile de sarcină minime pe circuitul orizontal corespunzător diametrului $Dn_3 = Dn_4$ = 25mm (tab. 4.2.42).

Tabelul 4.2.41. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei monotubulare orizontale și conducte din cupru (ex. 8)

Nr. tronson	Corp încălzire	ARU	Cpo	Curbe r/d = 4	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
1	—	2 · 2 = 4	—	2 · 0,35 = 0,7	—	—	2 · 2,5 = 5	9,7
2	—	2 · 2 = 4	—	2 · 0,35 = 0,7	—	—	—	4,7
3	—	2 · 2 = 4	—	4 · 0,35 = 1,4	—	—	—	5,4
4	2,5	2 · 2 = 4	—	2 · 0,35 = 0,7	—	—	—	7,2

Tabelul 4.2.43. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei monotubulare orizontale și conducte tip Polymutan (ex. 8)

Nr. tronson	Corp încălzire	ARU	Cpo	Curbe r/d = 1,2	TTS	TTÎ	Robinet trecere	Σξ
1	—	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	2 · 1,5 = 3	11,6
2	—	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	8,6
3	—	2 · 4 = 8	—	4 · 0,3 = 1,2	—	—	—	9,2
4	2,5	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	11,1

Tabelul 4.2.42. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețeaua orizontală monotubulară cu conducte tip Polymutan (ex. 8)

Nr. tronson	Q [kW]	G_T [l/s]	l [m]	Dn [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Z [Pa]	R · l [Pa]	Rl + Z [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1	9	0,107	20,3	25	0,19	28	11,7	203,31	568,4	771,71	771,71
				25	0,19	28		203,31	568,4	771,71	771,71
2	6,7		3,45	25	0,19	28	8,6	150,73	96,6	247,33	1019,04
				25	0,19	28		150,73	96,6	247,33	1019,04
3	4,6		3,85	20	0,31	87	9,2	429,24	334,95	769,19	1873,23
				25	0,19	28		161,24	107,8	269,04	1288,08
4	2,5		4	20	0,31	87	11,1	517,88	348	856,88	2640,11
				25	0,19	28		194,59	112	306,59	1594,62

$\sum_{x}^{y}(Rl+Z)_{cv}$ sunt pierderile de sarcină pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTHx (tab. 4.2.23 c).

$H_{Tm}^{etaj}=0,5\cdot g\cdot h(\rho_r-\rho_d)=0,5\cdot 9,81\cdot 2,70\cdot 12,47=161,15\ Pa$

Dimensionarea circuitelor orizontale se face după metodologia prezentată pentru circuitul ultimului nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină a racordurilor MTHx la coloană, a pierderilor locale de sarcină în MTHx și a circuitelor orizontale corespunzătoare nivelului.

b. racordare prin BEP pentru conducte verticale (tab. 4.2.23 C)

$$H_D^{MTH2}=\sum(Rl+Z)_{5-CV}-H_{Tm}^{etaj}=772,79-165,15=607,64\ Pa$$

$$H_D^{MTH3}=\sum_{5}^{6}(Rl+Z)_{CV}-2\cdot H_{Tm}^{etaj}=1327,28-2\cdot 165,15=996,98\ Pa$$

$$H_D^{MTH4}=\sum_{5}^{7}(Rl+Z)_{CV}-3\cdot H_{Tm}^{etaj}=1709,47-3\cdot 165,15=1214,02\ Pa$$

$$H_D^{MTH5}=\sum_{5}^{8}(Rl+Z)_{CV}-4\cdot H_{Tm}^{etaj}=2371,67-4\cdot 165,15=1711,07\ Pa$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină ale racordului BEP la coloană și a pierderilor de sarcină locale la nivelul MTHx în care este inclusă BEP.

Circuitele orizontale ale celorlalte niveluri se dimensionează după metodologia aplicată circuitului etajului de la ultimul nivel. Pompa de circulație pe fiecare circuit se alege în funcție de caracteristicile hidraulice (H_{PCO} și G_{PCO}).

4.3. Sisteme de încălzire cu abur de presiune joasă

Instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă sunt instalații închise utilizând ca agent termic aburul saturat cu presiunea maximă de 1,7 bar (0,7 bar suprapresiune). Principala caracteristică a acestor instalații este utilizarea vaporilor de apă ca agent termic transportor, ceea ce sporește substanțial capacitatea termică a acestui tip de instalații față de cele utilizând ca agent termic apa caldă.

Sarcina termică necesară la consumator se obține din transformarea unui anumit debit de abur în condensat și preluarea căldurii latente de vaporizare.

Sarcina termică Q_{ab} [kW] transportată de un debit de abur este proporțională cu debitul de fluid G_{ab} [kg/h] și cu căldura latentă de vaporizare r [kJ/kg], la presiunea de regim a instalației:

$$Q_{ab} = G_{ab} \cdot r \quad \text{[kW]} \qquad (4.3.1)$$

În tabelul 4.3.1 se găsesc caracteristicile termofizice ale aburului saturat la diferite presiuni.

Majoritatea instalațiilor care utilizează aburul de presiune joasă ca agent termic conțin următoarele componente:

- sursa termică (generatoare de abur de presiune joasă);
- sisteme de conducte pentru distribuția aburului la consumatori;
- sisteme de conducte pentru preluarea condensatului de la consumatori;
- utilizatori (corpuri de încălzire, echipamente tehnologice etc.);
- sisteme de siguranță;
- sisteme de dezaerisire a conductelor de condensat;
- sisteme de reglare și control;
- accesorii.

4.3.1. Criterii privind utilizarea încălzirii cu abur de presiune joasă

Domeniul de utilizare al instalațiilor cu abur de presiune joasă este mai redus decât al celor cu apă caldă. Explicația constă în câteva caracteristici ale acestor instalații care generează fenomene nedorite și anume:

- *temperatura ridicată a agentului termic, peste 100 °C,* care produce temperaturi ridicate ale suprafețelor corpurilor de încălzire. Acest fapt generează disconfort termic local și deteriorează calitatea aerului interior prin arderea prafului depus și intensificarea curenților convectivi;
- *inerția termică redusă a instalației,* ceea ce determină o funcționare continuă a generatoarelor de abur pentru acoperirea pierderile energetice ale clădirilor;
- *imposibilitatea unei reglări calitative centrale,* singura reglare posibilă fiind cea de debit. Această situație generează consumuri energetice nejustificate în perioadele cu temperaturi exterioare mai ridicate și solicită suplimentar cazanele prin porniri și opriri repetate;
- *corodarea echipamentelor și conductelor din oțel,* în special, în sistemul de evacuare a condensatului în care circulă un amestec de apă, aer și uneori abur viu;
- *riscul funcționării defectuoase prin apariția unor dopuri de apă* însoțite de zgomote pe conducte sau în corpurile de încălzire, consecințe ale unei proiectări sau execuții defectuoase, precum și a vitezelor mari ale aburului în conducte;
- *riscul scăpărilor de abur prin conductele de dezaerisire* ale sistemului de evacuare a condensatului. Acest fenomen nedorit se manifestă în situația în care la nivelul consumatorilor (corpuri de încălzire, echipamente tehnologice etc.), aburul nu se transformă integral în condensat și nu sunt montate dispozitive speciale în acest scop pe conducta de evacuare a condensatului.

Această soluție poate fi adoptată în cazul existenței unei rețele de abur tehnologic ca sursă de abur sau atunci când execuția unei rețele de apă caldă sau fierbinte este neeconomică. Alegerea sistemului de încălzire cu abur de presiune joasă se face ținând cont de următoarele criterii:

- puterea termică necesară;
- sursa sau generatorul de abur disponibil;
- tipul de consumator (civil sau industrial);
- amplasarea consumatorilor în clădiri și a clădirilor în raport cu sursa termică;
- posibilitățile de colectare a condensatului etc.

În acest sens se recomandă următoarele soluții generale:

a) pentru clădiri izolate, fără desfășurare mare în plan, având pierderi energetice reduse și centrală termică proprie, este indicată utilizarea sistemelor cu întoarcerea liberă a condensatului la cazane.

b) pentru clădiri mari sau ansambluri de clădiri, se recomandă instalații de încălzire cu abur de presiune joasă cu colectarea condensatului în rezervoare intermediare și pomparea acestuia în cazane.

4.3.2. Particularități ale instalațiilor cu abur la presiune joasă

Sistemele de încălzire cu abur de presiune joasă pot fi clasificate după anumite criterii, astfel:

- după numărul de conducte care alimentează corpurile de încălzire : *monotub* și *bitub;*
- după modul de întoarcere a condensatului la cazane: *întoarcere liberă* și *întoarcere prin pompare;*
- după modul în care se face distribuția aburului la consumatori: *distribuție superioară* și *distribuție inferioară;*
- după poziția conductei de întoarcere a condensatului la cazane în raport cu nivelul de presiune al instalației: *condensat neînecat* și *condensat înecat.*

În majoritatea instalațiilor de încălzire cu abur de presiune joasă se folosesc sistemele bitub. Instalațiile mici pot fi proiectate uneori în sistem monotub. În acest caz aburul și condensatul circulă pe aceeași conductă (fig 4.3.1).

Alegerea schemei de distribuție, superioară sau inferioară, se face ținând seama de structura clădirii și de posibilitățile existente privind pozarea conductelor de abur și de condensat astfel încât să se asigure pantele necesare precum și montarea separatoarelor de condensat. Pentru conductele de abur se recomandă, pe cât posibil, o pantă de montare care să determine scurgerea

Tabelul 4.3.1. Proprietățile apei și aburului în stare de saturație în funcție de presiune

t [°C]	P [bar]	V'' [m³/kg]	ρ'' [kg/m³]	r [kJ/kg]	t [°C]	P [bar]	V'' [m³/kg]	ρ'' [kg/m³]	r [kJ/kg]
80	0,47	3,41	0,29	2309	130	2,70	0,67	1,50	2174
90	0,70	2,36	0,43	2283	135	3,13	0,58	1,72	2159
100	1,01	1,67	0,60	2257	140	3,61	0,57	1,97	2144
105	1,21	1,42	0,71	2244	145	4,16	0,45	2,24	2129
110	1,43	1,21	0,83	2230	150	4,78	0,39	2,55	2113
115	1,69	1,04	0,97	2216	155	5,43	0,35	2,89	2097
120	1,98	0,89	1,12	2202	160	6,20	0,31	3,26	2081
125	2,32	0,77	1,30	2188	165	7,00	0,27	3,67	2065

condensatului format datorită răcirii în conducte, în același sens cu mișcarea aburului. În cazul montării în contrapantă, datorită vitezei mari de curgere a aburului în conducte (15...40 m/s), dopurile de apă formate prin condensare sunt lovite puternic de pereții conductelor și la schimbările de direcție. Acest fenomen provoacă zgomote puternice și introduce rezistențe hidraulice importante care uneori blochează funcționarea corectă a unor porțiuni din instalație. Din aceste motive, în cazurile în care nu se poate evita montarea conductelor în contrapantă se recomandă ca viteza aburului să nu depășească 10 m/s, iar lungimea acestei porțiuni se limitează pe cât posibil.

La instalațiile cu distribuție superioară, figura 4.3.2, racordarea coloanelor se face printr-o legătură de tip „pipă" la partea superioară a conductei de distribuție, evitându-se astfel pătrunderea condensatului în corpurile de încălzire.

La instalațiile cu distribuție inferioară, figura 4.3.3, pot fi particularizate trei situații:

a - coloană racordată direct la conducta de distribuție a aburului și la conducta de colectare a condensatului;

b - coloană racordată într-un punct de rupere de pantă a conductei de distribuție abur prevăzută cu separator de condensat;

c - coloană de capăt, echipată cu separator de condensat.

Rețeaua de distribuție a aburului din planul orizontal poate fi arborescentă simplă sau complexă. Aceasta se montează cu o pantă de 3...5 % pe direcția de alimentare a consumatorilor, astfel încât circulația aburului și a condensatului format datorită răcirii pe conducte să fie în același sens. Pentru rețelele de distribuție mari, desfășurate mult în plan, o pantă continuă conduce la diferențe de nivel inacceptabile. Din acest motiv se practică ruperile de pantă prevăzute cu separatoare de condensat (fig. 4.3.4). Ramificațiile sunt echipate, de asemenea, cu dispozitive de capăt pentru colectarea condensatului. Separatoarele de condensat utilizate în instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă pot fi, după caz, sifoane de condensat sau alte dispozitive de separare a condensatului ca, de exemplu, oale de condensat de diferite tipuri.

Sifoanele de condensat sunt dispozitive simple care asigură eliminarea sigură a condensatului fără scăpări de abur, fiind recomandate ori de câte ori există disponibilul de înălțime pentru a fi montate. Acest lucru este posibil, în general, la instalații cu suprapresiunea de regim de până la 0,3 bar. Sifoanele de condensat se confecționează din țeavă rotundă. Mărimea gărzii hidraulice a sifonului este calculată în funcție de presiunea de regim a cazanului și asigură evacuarea condensatului format pe conductele de abur fără riscul de a pierde abur din instalație (cap. 4.3.6).

4.3.3. Racordarea corpurilor de încălzire

Montarea corpurilor de încălzire în sistemele alimentate cu abur de presiune joasă respectă, în principiu, recomandările generale privind amplasarea corpurilor de încălzire și anume: STAS 1676, STAS 11247/1, STAS 11247/2, STAS 11247/3, STAS 11247/4.

În ceea ce privește racordarea corpurilor de încălzire, în instalațiile alimentate cu abur de presiune joasă, apar unele particularități, astfel:

- la instalațiile bitubulare cu distribuție superioară racordarea corpurilor de încălzire la coloane se poate face în pantă (fig. 4.3.2 a, b) sau în contrapantă (fig. 4.3.2 c) cu condiția ca la corpurile de încălzire cel mai jos amplasate, racordarea să fie făcută în pantă, pentru a da posibilitatea evacuării condensatului format pe coloana de abur;
- la instalațiile bitubulare cu distribuție inferioară, racordarea corpurilor de încălzire la coloane se face numai în contrapantă, atât pentru racorduri unilaterale (fig.4.3.3 a_1, c) cât și în varianta racordării mai multor corpuri de încălzire (figura 4.3.3 a_2, b). Acest tip de racord trebuie respectat pentru a evita umplerea cu apă a racordurilor în cazul închiderii robinetului de reglare și pentru a evita pericolul de îngheț;
- racordurile corpurilor de încălzire la conductele de colectare a condensatului sunt prevăzute cu dispozitive de

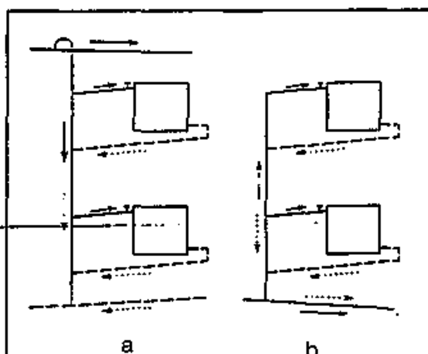


Fig. 4.3.1. Racordarea corpurilor de încălzire în sisteme monotub:
a - distribuție superioară;
b - distribuție inferioară.
—— abur ---- condensat

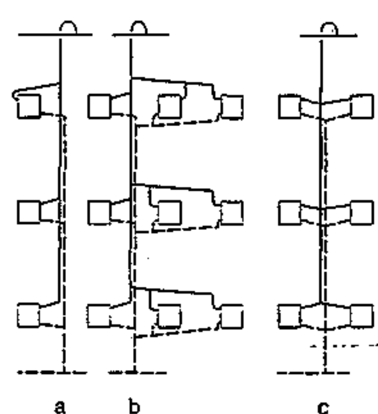


Fig. 4.3.2. Sisteme de distribuție și de racordare a corpurilor de încălzire la coloanele instalațiilor bitub cu distribuție superioară:
a - racordare unilaterală, în pantă;
b - racordare multiplă, în pantă;
c - racordare bilaterală în contrapantă.

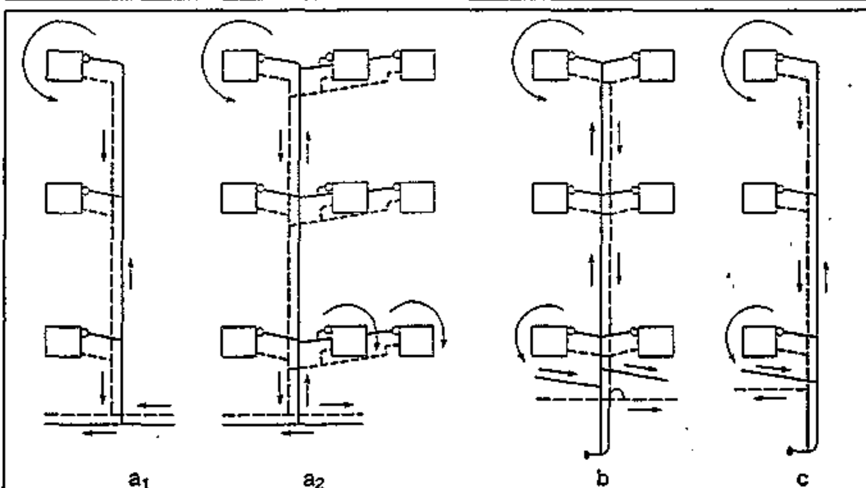


Fig. 4.3.3. Sisteme de distribuție și de racordare a corpurilor de încălzire la coloanele instalațiilor bitubulare cu distribuție inferioară:
a - coloane racordate la conductele de distribuție;
a_1 - racordare unilaterală; a_2 - racordare multiplă; b - coloană racordată în punctul de rupere de pantă; c - coloană racordată în capătul rețelelor de distribuție.

tipul separatoarelor de condensat, mufe sau teuri de reglare Aceste armături sunt necesare pentru a transforma debitul de abur necondensat la consumator în lichid și a evita astfel pierderile de abur prin conductele de evacuare a condensatului;

- la instalațiile de încălzire monotubulare cu distribuție superioară sau inferioară, corpurile de încălzire se racordează la coloane prin conducte legate pe la partea inferioară ca în figura 4.3.1.

4.3.4. Instalații cu întoarcerea condensatului prin cădere liberă

Instalațiile de încălzire cu abur sunt instalații închise sub presiune. Nivelul de presiune NP din instalație este dictat de cerințele consumatorilor și de pierderile de sarcină din instalație și se menține cu ajutorul dispozitivelor de siguranță hidraulice (DSH) sau a supapelor de siguranță. Când instalația este rece (nu funcționează), nivelul apei din instalație corespunde cu nivelul apei din cazan NA, iar nivelul de presiune NP este același cu nivelul apei. Când instalația este în funcțiune, nivelul de presiune NP, se ridică peste nivelul apei din cazan, la o cotă echivalentă cu presiunea de regim. Pentru a se evacua aerul din conducta de condensat, fără riscul de a pierde și apă, dezaerisirea acesteia se face peste nivelul de siguranță al instalației NS, care se consideră cu 200...300 mm deasupra nivelului de presiune NP.

Sistemele cu întoarcerea condensatului la cazan prin cădere liberă sunt instalații în care debitul de apă rezultat din transformarea aburului în condensat este evacuat gravitațional, continuu, în cazan. Aceste sisteme sunt recomandate ori de câte ori ansamblul cazan-conducte-consumatori se află în aceeași clădire și corpurile de încălzire pot fi montate deasupra nivelului de presiune al instalației. În anumite cazuri, când topografia terenului permite se amplasează conducte de condensat cu pantă continuă către centrala termică. Se poate utiliza acest sistem și pentru ansambluri de clădiri cu desfășurare limitată, beneficiind astfel de economii importante în investiție și exploatare.

După posibilitățile de montare a conductei de colectare a condensatului în raport cu nivelul de presiune al instalației pot fi menționate două variante:

- sisteme cu conducta de colectare a condensatului montată sub nivelul apei din cazan, în acest caz aceasta fiind înecată;
- sisteme cu conducta de colectare a condensatului montată deasupra nivelului de presiune al instalației, conducta de condensat fiind neînecată.

4.3.4.1 Instalații cu conducte de condensat sub nivelul de presiune

Sistemele de încălzire cu abur de presiune joasă cu conducte de condensat înecate se caracterizează prin cota de montare a conductei principale de colectare a condensatului sub nivelul apei din cazan (fig. 4.3.5). Trebuie evitată situația în care conducta principală de colectare a condensatului se montează între nivelul apei din cazan NA și nivelul de presiune NP, deoarece există riscul ca la intrarea în funcțiune a instalației cazanul să se golească de apă, umplându-se însă rețeaua principală de colectare a condensatului. Evacuarea condensatului din punctele de rupere de pantă și din zonele de capăt ale conductei principale de distribuție a aburului se face direct în conducta de colectare a condensatului fără a fi utilizate sifoane de condensat.

Evacuarea aerului din instalație se realizează prin legături cu atmosfera deasupra nivelului de siguranță NS, printr-o conductă generală racordată la baza coloanelor de preluare a condensatului sau prin aerisiri individuale. Sistemul de distribuție a aburului în instalație, utilizând această schemă,

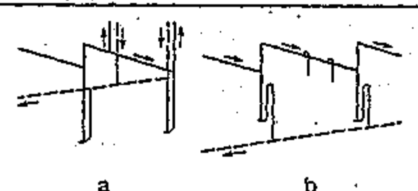


Fig. 4.3.4. Montarea separatoarelor de condensat tip „sifon":
a - distribuție inferioară;
b - distribuție superioară.

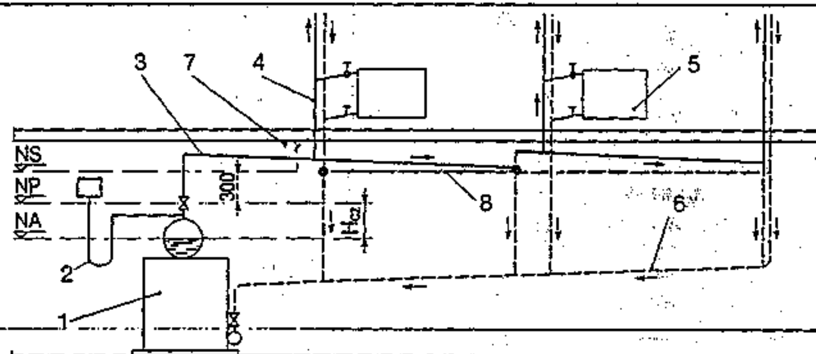


Fig. 4.3.5. Instalație de încălzire cu întoarcerea condensatului prin cădere liberă și conductă de condensat înecată:
1 - cazan; 2 - dispozitiv de siguranță hidraulic; 3 - distribuție abur;
4 - coloană; 5 - corp de încălzire; 6 - conductă de condensat înecată;
7 - dezaerisirea conductei de condensat; 8 - conductă de colectare aer.

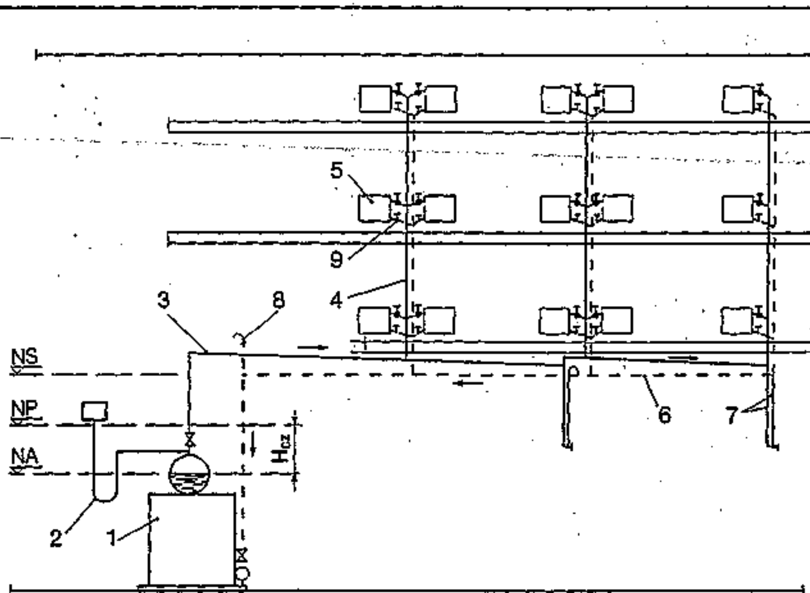


Fig. 4.3.6. Instalație de încălzire cu distribuție inferioară și conductă de colectare a condensatului neînecată:
1 - 5 - au semnificația de la fig. 4.3.5; 6 - colectare condensat; 7 - sifon de condensat; 8 - dezaerisirea conductei de condensat; 9 - armătură de reglare.

poate fi în varianta superioară sau inferioară.

4.3.4.2 Instalații cu conducte de condensat peste nivelul de presiune

Sistemul de instalații se caracterizează prin poziționarea conductei principale de colectare a condensatului peste nivelul de siguranță NS. Distribuția aburului la consumatori poate fi inferioară sau superioară, în funcție de configurația clădirii.

În varianta distribuției inferioare (fig. 4.3.6), la ruperea de pantă și la capete de ramificație, se montează sifoane de condensat. Întrucât mărimea acestora reprezintă echivalentul presiunii de regim a cazanului, utilizarea instalațiilor cu distribuție inferioară și conductă de colectare a condensatului neînecată este limitată de înălțimea subsolului și de posibilitățile locale de adâncire a acestora în zona sifoanelor de condensat.

O instalație cu conductă de colectare a condensatului neînecată și distribuție superioară este prezentată în figura 4.3.7. În acest caz sifoanele de colectare a condensatului se montează la partea superioară și se racordează la conducta inferioară de colectare a condensatului.

Sistemul prezintă aceleași inconveniente privind montarea sifoanelor de condensat ca și varianta anterioară. Ca urmare, instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă având conducta de colectare a condensatului neînecată au un domeniu limitat de utilizare, până la presiuni de regim de 1,15 ... 1,30 bar (suprapresiune 0,15 ... 0,30 bar).

4.3.5. Instalații cu întoarcerea condensatului prin pompare

De cele mai multe ori centralele termice cu abur de presiune joasă alimentează ansambluri de clădiri și consumatori de la care condensatul nu poate fi recuperat la cazan prin cădere liberă. În aceste situații se utilizează scheme tehnologice care prevăd colectarea condensatului prin curgere liberă, în rezervoare speciale, de unde este aspirat și introdus în cazane cu ajutorul pompelor (§ 5.4).

4.3.6. Dimensionarea sifoanelor de condensat

Sifoanele de condensat sunt confecționate din țeavă cu diametre diferite. Pentru sifoanele montate pe conducte (fig. 4.3.8), diametrul țevii din care se confecționează sifonul de condensat se alege în funcție de lungimea conductei de abur l din care se elimină condensatul, astfel:

l[m]	< 50	50 ... 100	>100
d [in]	1/2	3/4	1

În cazul sifoanelor de condensat care echipează diverși consumatori (aparate tehnologice, schimbătoare de căldură etc.), diametrul d al sifoanelor de condensat trebuie să asigure evacuarea continuă a condensatului format, la același debit ca și cel din aparat. Ca urmare, diametrul sifonului de condensat este același cu cel al conductei de evacuare din aparat. Înălțimea teoretică h_t a sifonului de condensat trebuie să corespundă presiunii aburului în punctul de racordare al acestuia la instalație:

$$h_t = H_{cz} - \Sigma(Rl + Z)_c \; [Pa] \qquad (4.3.2)$$

în care:

- $\Sigma(Rl + Z)_c$ este pierderea de sarcină în conductă, de la cazan la sifonul respectiv [Pa];
- H_{cz} - presiunea aburului în cazan [Pa].

Pentru siguranță, în caz de suprapresiuni accidentale, sifoanele se montează având o înălțime practică h_p mai mare cu circa 5000 Pa decât presiunea de regim a cazanului, exprimată în Pa:

$$h_p = H_{cz} + 5000 \quad [Pa] \qquad (4.3.3)$$

4.3.7. Calculul hidraulic al conductelor

Instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă conțin rețele de conducte care transportă fluide diferite și anume, abur și condensat. Datorită proprietăților termofizice diferite, cele două tipuri de conducte se dimensionează separat. Calculul hidraulic are drept scop stabilirea diametrelor conductelor de alimentare cu abur și evacuare a condensatului.

4.3.7.1 Dimensionarea conductelor de abur

Calculul de dimensionare a conductelor de abur are la bază ecuația generală a pierderilor de sarcină pe un tronson de conductă și anume:

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_l \quad [Pa] \qquad (4.3.4)$$

sau:

$$\Delta p = Rl + Z = \frac{v^2}{2}\rho\left(\frac{\lambda l}{d} + \sum\xi\right) [Pa] \qquad (4.3.5)$$

unde:

- Δp_d este pierderea de sarcină distribuită;
- Δp_l - pierderea de sarcină locală,
- v - viteza fluidului pe tronson;

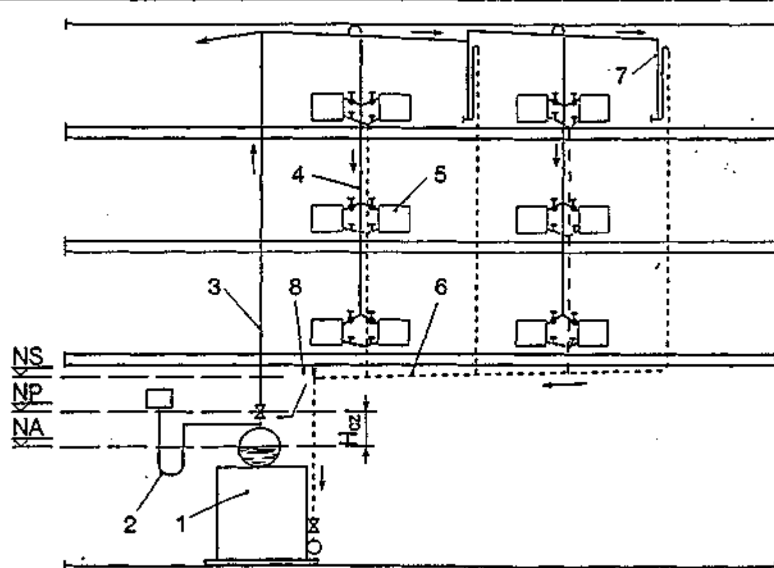


Fig. 4.3.7. Instalație de încălzire cu distribuție superioară și conductă de colectare a condensatului neînecată:
1 - 5 - au semnificația de la fig. 4.3.5; 6 - conductă de colectare a condensatului; 7 - sifon de condensat; 8 - aerisire.

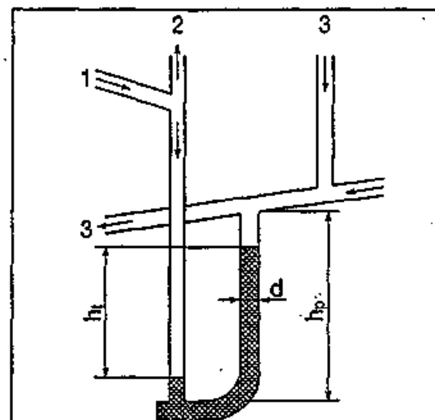


Fig. 4.3.8. Caracteristicile constructive ale sifoanelor de condensat:
1 - distribuție abur; 2 - coloană; 3 - condensat;
h_p - înălțime practică;
h_t - înălțime teoretică.

- R - pierderea de sarcină liniară unitară [Pa/m];
- Z - pierderea de sarcină locală [Pa].

Pierderea de sarcină totală Δp_T în cazul unei rețele de conducte formate din n tronsoane este:

$$\Delta p_T = \sum_1^n (Rl + Z) \quad [Pa] \qquad (4.3.6)$$

Făcând transformările corespunzătoare în ecuația 4.3.5, relația de calcul generală care stă la baza alegerii diametrelor conductelor are forma următoare:

$$\Delta p = 6{,}25 \cdot 10^4 \cdot \frac{G_{ab}^2}{d^4 \rho_{ab}} \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi \right) \; [Pa] \qquad (4.3.7)$$

unde:

- $G_{ab} = Q_{ab}/r$ este debitul de abur pe tronson [kg/h]
- Q_{ab} - debit de căldură pe tronson [kW]
- r - căldura latentă de vaporizare [kJ/kg]
- ρ_{ab} - densitatea aburului [kg/m³]
- λ - coeficientul lui Darcy
- l - lungimea tronsonului de conduct [m]
- d - diametrul conductei [m]
- $\Sigma\xi$ - coeficientul pierderii de sarcină locală

Considerând în intervalul de presiune p_{ab} = 1,1 ... 1,7 bar o valoare medie a densității aburului ρ_{ab} și a căldurii latente de vaporizare r, ecuația 4.3.7 devine:

$$\Delta p = 7 \cdot 10^{-2} \frac{G_{ab}^2}{d^4} \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi \right) \quad [Pa] \qquad (4.3.8)$$

În această ecuație pierderea de sarcină liniară unitară este:

$$R = 7 \cdot 10^{-2} \frac{G_{ab}^2}{d^5} \lambda \quad [Pa/m] \qquad (4.3.9)$$

pe baza căreia s-a întocmit tabelul 4.3.2.

Pierderea de sarcină locală se calculează cu relația:

$$Z = \frac{v^2}{2} \cdot \rho_{ab} \cdot \sum \xi \quad [Pa] \qquad (4.3.10)$$

Utilizând această ecuație, pentru ușurința dimensionării conductelor, s-a întocmit tabelul 4.3.3, pentru viteze diferite și $\Sigma\xi$ = 1.

Alegerea diametrelor conductelor de distribuție a aburului trebuie să limiteze vitezele de transport al acestui fluid pe tronsoane la valorile maxime admisibile indicate în tabelul 4.3.4.

Algoritmul de calcul prezintă următoarele etape:

- se stabilește schema de distribuție a aburului și soluția pentru colectarea condensatului de la consumatori;
- se stabilește circuitul consumatorului cel mai dezavantajat (ca poziție față de sursă și ca încărcare termică);
- se calculează presiunea disponibilă pentru transportul aburului la consumator H_d cunoscând presiunea de regim a cazanului H_{cz} și presiunea disponibilă necesară la consumator H_c:

$$H_d = H_{cz} - H_c \quad [Pa] \qquad (4.3.11)$$

Presiunea H_c este indicată de furnizorul echipamentului. Cu titlu informativ, pentru:

- corpuri de încălzire de tipul: radiatoare, convectoare, registre și serpentine, H_c = 2000 Pa;
- baterii de încălzire, schimbătoare de căldură, H_c = 3000 ... 4000 Pa.

- se stabilesc diametrele preliminare ale conductelor de abur:

Tabelul 4.3.3. Pierderile de sarcină locale $Z = \Sigma\xi \cdot \rho \cdot (v^2/2)$ pentru $\Sigma\xi = 1$ în conductele alimentate cu abur de presiune joasă

Viteza aburului v [m / s]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
Z [Pa]	0,3	1,3	2,9	5	8	12	16	20	25	32	46	63	82	104	128
Viteza aburului v [m / s]	22	24	26	28	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
Z [Pa]	155	184	216	251	288	392	512	648	800	968	1150	1350	1570	1800	2050

Tabelul 4.3.2. Pierderile de sarcină liniare unitare R în conducte drepte alimentate cu abur de presiune joasă

A. Tipul țevii		Țevi din oțel obișnuit pentru instalații					
Diametrul	Nominal [in]	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2
	Interior [mm]	12,25	15,75	21,25	27	35,75	41,25
R [Pa / m]		Q - debitul de căldură [kW] v - viteza aburului [m / s]					
1	2	3	4	5	6	7	8
5	Q	—	—	—	2,62	5,65	8,35
	v				3	4	4
8	Q	—	—	1,76	3,43	7,37	10,90
	v			3	4	5	8
12	Q	—	0,08	2,24	4,30	9,25	13,60
	v		4	4	5	6	7
18	Q	0,63	1,24	2,81	5,42	11,60	17,10
	v	4	4	6	7	8	9
24	Q	0,73	1,47	3,33	6,37	13,60	20,10
	v	4	5	7	8	10	10
30	Q	0,83	1,65	3,77	7,21	15,30	22,70
	v	5	8	7	9	10	12
40	Q	0,98	1,95	4,41	8,46	18,00	26,60
	v	6	7	9	10	12	14
50	Q	1,11	2,22	4,99	9,57	20,50	30,00
	v	7	8	10	12	14	16
60	Q	1,23	2,45	5,52	10,60	22,60	33,10
	v	7	9	10	12	16	18
80	Q	1,45	2,87	6,49	12,30	26,40	38,60
	v	9	10	12	16	18	20
120	Q	1,83	3,61	8,12	15,50	32,80	47,90
	v	10	12	16	18	22,50	25
180	Q	2,28	4,50	10,10	19,30	40,80	59,60
	v	14	16	20	22,50	27,50	30
240	Q	2,66	5,28	11,70	22,40	47,40	69,40
	v	16	18	22,50	27,50	35	35
300	Q	3,00	5,93	13,40	25,20	53,50	78,10
	v	18	22,50	27,50	30	37,50	40

Tabelul 4.3.4. Viteze maxime admisibile în conductele instalaţiilor cu abur de presiune joasă

Diametrul conductei [in] [mm]	Viteza maximă a aburului, [m/s]			
	Aburul în acelaşi sens cu condensatul		Aburul în sens contrar cu condensatul	
	Conducte orizontale	Conducte verticale	Conducte orizontale	Conducte verticale
1/2	14	20	2	4
3/4	18	22	2,5	5
1	22	25	4	6
1 1/4	25	30	5	8
1 1/2	30	35	6	9
57 x 3	35	40	7	11
83 x 3,5	40	50	12	14

Tabelul 4.3.2. (continuare) Pierderile de sarcină liniare unitare R în conducte drepte alimentate cu abur de presiune joasă

B. Tipul ţevii		Ţevi pentru construcţii					
Diametrul	Nominal [mm]	57 x 3	70 x 3,5	76 x 3,5	89 x 3,5	108 x 4	159 x 5
	Interior [mm]	51	63	69	82	100	149
R [Pa / m]		Q - debitul de căldură [kW] v - viteza aburului [m/s]					
1	2	3	4	5	6	7	8
5	Q	15,20	27,40	35,00	54,50	92,70	271
	v	5	6	6	7	8	10
8	Q	19,90	35,70	45,40	70,60	120	350
	v	7	8	8	9	10	14
12	Q	24,90	44,70	56,70	88,40	150	435
	v	8	10	10	12	14	18
18	Q	31,00	55,80	70,90	110	187	541
	v	10	12	12	14	16	22,50
24	Q	36,50	65,40	82,90	129	217	631
	v	12	14	16	16	20	25
30	Q	41,20	73,70	43,60	145	245	710
	v	14	16	18	20	22,50	27,50
40	Q	48,10	85,90	109	170	286	826
	v	18	18	20	22,50	25	30
50	Q	54,30	97,00	123	191	322	930
	v	18	20	22,50	25	27,50	35
60	Q	59,90	107	136	210	355	1026
	v	20	22,50	25	27,50	30	40
80	Q	69,90	124	158	245	414	1186
	v	22,50	27,50	30	30	35	45
120	Q	86,90	155	195	303	510	–
	v	30	35	35	40	45	
180	Q	108	192	243	376	–	–
	v	35	40	45	50		
240	Q	126	222	284	–	–	–
	v	40	50	50			
300	Q	141	–	–	–	–	–
	v	45					

– în funcţie de pierderea de sarcină liniară unitară medie R_m, când se cunoaşte presiunea disponibilă, H_d;

$$R_m = \frac{(1-a)\cdot H_d}{\sum l} \quad \text{[Pa/m]} \qquad (4.3.12)$$

în care Σl este suma lungimilor tronsoanelor [m] iar a este cota parte din presiunea disponibilă H_d, alocată pierderilor de sarcină locale (a = 0,33 pentru instalaţii interioare);

– în funcţie de limita maximă a vitezelor (tab. 4.3.4) în cazul necunoaşterii presiunii disponibile H_d;

– se calculează pierderile de sarcină $\Sigma(Rl + Z)_c$, pe tronsoanele circuitului cel mai dezavantajat, urmând etapele enunţate la instalaţiile de alimentare cu apă caldă şi se compară cu presiunea disponibilă H_d, respectând condiţia de echilibru hidraulic $H_d > \Sigma(Rl + Z)_c$;

– se stabilesc diametrele conductelor de condensat, în funcţie de debitele de condensat, de tipul schemei de colectare a condensatului şi de regimul termic al acestuia, urmărind indicaţiile din paragraful următor.

4.3.7.2 Dimensionarea conductelor de condensat

Alegerea diametrelor conductelor de condensat se face corespunzător celor două tipuri de instalaţii:

- cu întoarcere liberă a condensatului;
- cu întoarcere prin pompare

• *Întoarcerea liberă a condensatului*

În acest caz are loc o curgere gravitaţională caracterizată de o presiune disponibilă rezultată din diferenţa de cotă geodezică dintre consumatori şi sursă.

$$H = \Delta h \cdot \rho \cdot g \cdot \eta \quad \text{[Pa]} \qquad (4.3.13)$$

unde:

– Δh este diferenţa de cotă între consumator şi sursă [m];

– ρ_{cd} - densitatea condensatului în funcţie de temperatură [kg/m³];

- g - acceleraţia gravitaţională [m/s²];

– η - coeficient care ţine seama de gradul de umplere a conductei de condensat; η = 0,5 - conducte neînecate (reţea interioară); η = 0,75 - conducte neînecate (reţea exterioară); η = 1,0 - conducte înecate.

Această presiune disponibilă trebuie să acopere pierderile de sarcină de pe traseul conductei de condensat, $H > \Sigma(Rl + Z)$, care se calculează cu ajutorul ecuaţiei fundamentale a pierderilor de sarcină utilizând debitele de condensat.

Pentru simplificarea calculelor, în tabelul 4.3.5 sunt date diametrele conductelor de condensat cu întoarcere liberă, în funcţie de capacitatea de transport exprimată în debite de căldură corespunzătoare aburului condensat şi în funcţie de tipul de distribuţie, pentru cazurile uzuale.

• *întoarcerea condensatului prin pompare*

În această situație conductele de condensat transportă apă caldă, la secțiune plină. Alegerea diametrelor se face urmând metodologia de dimensionare a conductelor de apă caldă, în funcție de debitul de condensat G_c și o viteză $v_c < 1$ m/s. Pentru determinarea pierderilor de sarcină, vezi § 5.4.

Exemplul de calcul 1

Se consideră o instalație de încălzire alimentată cu abur de presiune joasă, cu distribuție superioară, având schema reprezentată în figura 4.3.9.

Se cunosc următoarele mărimi;

- debitele de căldură necesare la consumatori și pe tronsoane:

$Q_I = Q_{II} = 2{,}5$ kW; $Q_{III} = Q_{IV} = 1{,}85$ kW; $Q_V = Q_{VI} = 3{,}0$ kW; $Q_{VII} = 1{,}5$ kW; $Q_{VIII} = 1{,}2$ kW; $Q_{IX} = 1{,}9$ kW;

$Q\,col_{II} = 12{,}4$ kW; $Qcol_{III} = 10{,}4$ kW; $Q_{ram} = 26{,}5$ kW;

- lungimile tronsoanelor conductelor de abur: $l_1 = 14{,}2$ m; $l_2 = 5{,}7$ m; $l_3 = l_4 = 5{,}3$ m; $l_5 = 4{,}8$ m; $l_6 = l_7 = l_8 = 3{,}0$ m; $l_9 = 1{,}4$ m;

- lungimile tronsoanelor conductelor de condensat:

$l'_1 = 5{,}2$ m; $l'_2 = 4{,}3$ m; $l'_3 = l'_4 = 5{,}3$ m; $l'_5 = 4{,}8$ m; $l'_7 = l'_8 = 3{,}0$ m; $l'_9 = 1{,}5$ m;

- presiunea de regim a cazanului este de 1,1 bar, deci o suprapresiune de 0,1 bar;

$H_{cz} = 10\ 000$ Pa

Se cere dimensionarea conductelor de distribuție abur și de colectare a condensatului.

a) Calculul conductelor de abur:

- se stabilește circuitul corpului de încălzire cel mai dezavantajat care, pentru exemplul de calcul este circuitul de alimentare al corpurilor de încălzire R_I și R_{II}

- se calculează presiunea disponibilă pentru acest circuit;

$H_d = H_{cz} - H_c = 10\ 000 - 2000 = 8000$ Pa

în care $H_{cz} = 10\ 000$ Pa și $H_c = 2000$ Pa (corpuri de încălzire de tip radiator).

- se calculează pierderea de sarcină medie liniară unitară R_{m_I} pe circuitul considerat cu relația:

$$R_m = \frac{(1-a)\cdot H_d}{\sum_1^9 l} = \frac{(1-0{,}33)\cdot 8000}{45{,}7} = 113 \text{ Pa/m}$$

- se aleg diametrele preliminare $d_1 \dots d_9$, în funcție de sarcina termică de pe tronsoanele $Q_1 \dots Q_9$ și pierderea de sarcină liniară unitară medie $R_{m_I} = 113$ Pa/m, utilizând tabelele 4.3.2 și 4.3.3 și se înscriu în tabelul centralizator 4.3.6.

- se face calculul de verificare, stabilind pierderile de sarcină pe fiecare tronson predimensionat $(Rl+Z)$ și pe întreg circuitul: $\Sigma(Rl+Z)$, utilizând tabelele 4.3.2 și 4.3.3 și înscriind în tabelul 4.3.6;

- se stabilesc presiunile disponibile în noduri, pentru dimensionarea racordurilor celorlalte corpuri de încălzire și a coloanelor. Astfel:

• racord corp încălzire R_{III} și R_{IV}:

$H_{III} = H_{IV} = \Sigma(Rl + Z)_{8,9} = 469$ Pa

• racord corp încălzire R_V și R_{VI}:

$H_V = H_{VI} = \Sigma(Rl + Z)_{7,8,9} = 653$ Pa

• racord coloana I:

$H_{col\,I} = \Sigma(Rl + Z)_{6,7,8,9} = 1073$ Pa

• racord coloana II:

$H_{col\,II} = \Sigma(Rl + Z)_{5,6,7,8,9} = 1888$ Pa

• racord coloana III:

$H_{col\,III} = \Sigma(Rl + Z)_{4,5,6,7,8,9} = 2416$ Pa

• racord coloana IV:

$H_{col\,IV} = \Sigma(Rl + Z)_{3,4,5,6,7,8,9} = 2906$ Pa

Tabelul 4.3.5. Capacitatea de transport a conductelor de condensat exprimată în debite de căldură [kW]

Diametrul conductei [in] [mm]	Distribuție superioară și conducte de condensat neînecate		Distribuție inferioară și conducte de condensat înecate; orizontale sau verticale, cu distanța dintre corpul de încălzire cel mai depărtat de sursă		
	orizontale	verticale	până la 50 m	50 ... 100 m	peste 100 m
1/2	4,65	6,96	32,48	20,88	9,28
3/4	17,40	25,52	81,20	52,20	29,00
1	32,48	48,72	145,00	92,80	46,40
1 1/4	78,89	116,00	313,20	203,00	98,60
1 1/2	120,64	179,80	435,00	290,00	133,40
2	249,40	371,20	754,00	510,40	249,40
57 x 3	365,40	545,20	1102,00	719,20	365,40
63,5 x 3,5	493,00	734,28	1450,00	986,00	493,00
76 x 3	580,00	870,00	1740,00	1218,00	580,00
70 x 3,5	696,00	1044,00	2146,00	1450,00	696,00
83 x 3,5	870,00	1299,20	2610,00	1740,00	870,00
89 x 3,5	1044,00	1566,00	3074,00	2088,00	1044,00
95 x 3,5	1276,00	1914,00	3596,00	2320,00	1276,00
102 x 4	1450,00	2146,00	4060,00	2784,00	1450,00

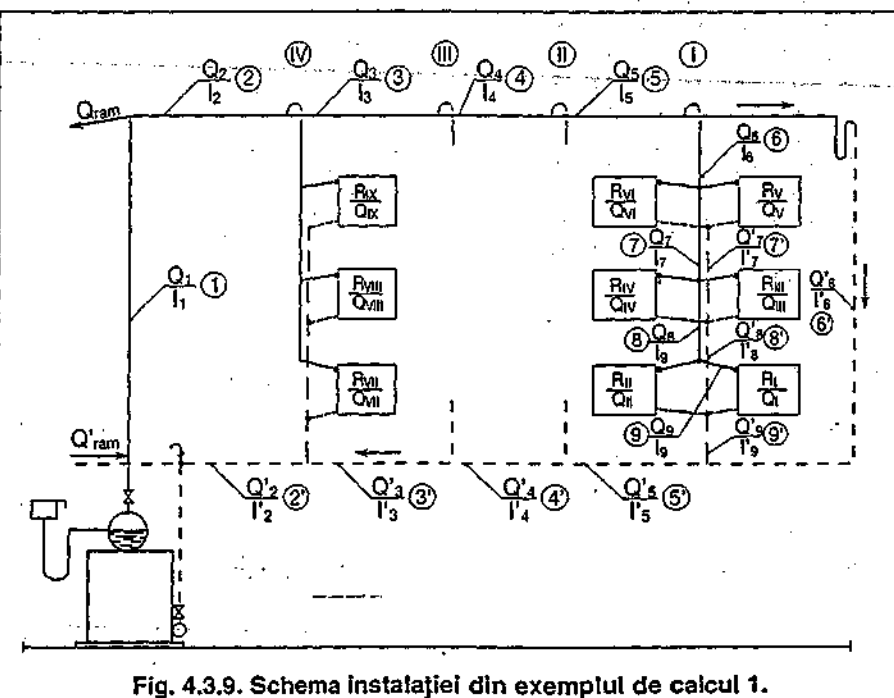


Fig. 4.3.9. Schema instalației din exemplul de calcul 1.

- se aleg diametrele preliminare în funcție de sarcinile termice pe tronsoane și rezistențele medii calculate pe fiecare circuit care pleacă din nodul respectiv, urmărind metoda descrisă la punctele 1 ... 6.

b) Dimensionarea conductelor de condensat.

Conductele de condensat se dimensionează separat ținând seama de sistemul de întoarcere a condensatului, gravitațional sau prin pompare. În cazul de față instalația este cu recuperarea gravitațională a condensatului.

Etapele de calcul sunt următoarele:

- se identifică tronsoanele rețelei de colectare a condensatului, prin numerotarea lor de la 1' ... 9', definind debitele de căldură $Q'_1 ... Q'_9$, corespunzătoare aburului condensat.
- se aleg diametrele conductelor de condensat, în funcție de capacitatea de transport al condensatului [kW] folosind tabelul 4.3.5. Calculele sunt centralizate în tabelul 4.3.7.

Tabelul 4.3.6. Tabel centralizator pentru calculul conductelor de abur

Numărul tronsonului	Calculul primar			Calculul de verificare						
	Q [kW]	v [m/s]	d [in]	l [m]	R [Pa/m]	Rl [Pa]	Σζ	Z [Pa]	Rl + Z [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H_{cI} = 8000 Pa				Corp de încălzire R_I				R_{mI} = 113 Pa / m		
1	68,6	34	1 1/2	14,2	230	3266	2,5	975	4241	7872
2	42,1	22	1 1/2	5,7	100	570	1,0	155	725	3631
3	37,5	19	1 1/2	5,3	78	413	1,0	77	490	2906
4	27,1	19	1 1/4	5,3	85	451	1,0	77	528	2416
5	14,7	18	1	4,8	115	552	3,5	263	815	1888
6	14,7	18	1	3,0	115	345	1,0	75	420	1073
7	8,7	10	1	3,0	43	129	1,0	55	184	653
8	5,0	10	3/4	3,0	50	150	2,0	110	260	469
9	2,5	9	1/2	1,4	60	84	2,5	125	209	209
$\sum_{1}^{9}(Rl+Z)$ = 5960 + 1912 = 7872 < 8000 Pa										

Tabelul 4.3.7. Tabel centralizator privind dimensionarea conductelor de condensat

Număr tronsoane	*7'	*8'	*9'	5'	4'	3'	2'	*1'
Q' [kW]	6,0	9,7	14,7	14,7	27,1	37,5	42,1	68,6
d [in]	1/2	3/4	3/4	3/4	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4
* Tronsoane de conducte montate vertical								

4.4. Încălzirea cu aer cald

Sistemele de încălzire cu aer cald utilizează aerul ca agent termic de transport. Spre deosebire de sistemele de încălzire cu apă caldă și fierbinte sau abur, în care energia termică se transmite la consumatori prin intermediul unor schimbătoare de căldură (corpuri de încălzire, echipamente, aparate termice etc.), în sistemele cu aer cald agentul termic este utilizat direct de consumator fără un schimbător de căldură intermediar. Sarcina termică necesară a încăperilor poate fi acoperită în întregime cu ajutorul acestui sistem sau poate fi preluată numai parțial, fiind completată de alte tipuri de sisteme de încălzire, în conformitate cu destinația încăperii și soluția tehnică adoptată. Deși utilizează ca agent termic aerul, instalațiile de încălzire cu aer cald nu trebuie asimilate sistemelor de ventilare, deoarece scopul celor două tipuri de instalații este diferit. În timp ce instalațiile de ventilare sunt concepute pentru a asigura, în primul rând, calitatea aerului interior, prin procedee de tratare a acestuia, instalațiile de încălzire cu aer cald sunt destinate exclusiv creșterii entalpiei aerului introdus în încăperi. În general, în clădirile echipate cu instalații de ventilare mecanică, sarcina termică pentru încălzire este preluată, total sau parțial, de aceste sisteme.

4.4.1. Criterii privind utilizarea încălzirii cu aer cald

Instalațiile de încălzire cu aer cald sunt folosite pe scară largă, mai ales, în sectorul industrial, în organizările de șantier și în spații cu destinații provizorii sau în spații mari și aglomerate, unde în anumite situații pot fi combinate cu alte tipuri de sisteme de încălzire, ca, de exemplu, cele cu corpuri de încălzire sau panouri radiante, pentru a asigura confortul termic local. În cazul consumatorilor casnici, încălzirea cu aer cald este, în principal, de tip local iar pentru cei din sectorul terțiar utilizarea acestui sistem devine din ce în ce mai atractivă pe măsură ce performanțele tehnologice ale echipamentelor conduc la reducerea zgomotelor și la o distribuție uniformă a aerului în încăperi. Este interzisă folosirea acestui sistem de încălzire în zonele cu degajări de praf sau alte surse de poluanți, în absența instalațiilor de ventilare locală.

Instalațiile de încălzire cu aer cald prezintă, în raport cu celelalte tipuri de instalații de încălzire, anumite avantaje:

- încălzirea rapidă a încăperilor și a spațiilor industriale, după punerea în funcțiune a instalației;
- evitarea pericolului de îngheț; cheltuieli de investiții mai reduse;
- cuplarea acestui sistem cu sistemul de ventilare.

Ca dezavantaje ale acestui sistem de încălzire se pot enumera:

- transportul unor debite mari de aer cald pentru acoperirea pierderilor de căldură, datorită capacității termice scăzute a aerului, de numai 1,0 kJ/kg·K față de 4,185 kJ/kg·K căldura specifică a apei;
- răcirea rapidă a încăperilor, după întreruperea alimentării cu aer cald;
- încălzirea neuniformă a spațiilor interioare atât în plan vertical cât și în plan orizontal, datorită repartiției neuniforme a debitelor de aer cald și a fenomenelor de stratificare termică;
- supraîncălzirea zonei superioare a spațiilor interioare, având implicații negative asupra consumurilor energetice;
- răspândirea mirosurilor neplăcute și a altor nocivități în cazul sistemelor de încălzire care utilizează, parțial sau total, aerul recirculat;
- riscul apariției zgomotelor, în funcție de performanța echipamentelor, care devin supărătoare în încăperi de locuit sau din sectorul terțiar.
- dificultăți în reglarea termică a instalației în funcție de necesitățile energetice interioare.

Instalațiile de încălzire cu aer cald au drept scop acoperirea pierderilor energetice și asigurarea condițiilor de confort termic interior. Pentru zonele de ședere trebuie asigurate valorile temperaturii aerului interior t_i și a vitezei curenților de aer v_i, recomandate de normative și literatura de specialitate și anume:

a) *pentru spațiile industriale*, valorile parametrilor confortului termic în zona de lucru sunt reglementate de Normele de protecție a muncii, în funcție de categoria de muncă și de specificul procesului de producție (tab. 4.4.1).

Aceste valori trebuie respectate în zona de lucru, deci într-un plan situat la 1,5...2,0 m de la pardoseală. Temperatura și viteza aerului cald introdus în încăpere au valori diferite față de parametrii aerului interior, dependente de sistemul de distribuție a aerului.

b) *pentru clădiri de locuit și cele din sectorul terțiar*, trebuie verificați parametrii confortului termic t_i și v_i precum și nivelul de zgomot în zona de ședere, în raport cu valorile admise.

Încălzirea aerului în sistemele de încălzire cu aer cald se face prin schimb de căldură superficial la nivelul suprafeței unui furnizor de energie termică, care poate fi, spre exemplu, focarul unei sobe sau o baterie de încălzire. După modul de amplasare a sursei de energie termică pentru încălzirea aerului față de spațiul care trebuie alimentat cu căldură, se pot defini sisteme de încălzire cu aer cald *locale* sau *centralizate*.

4.4.2. Instalații de încălzire cu preparare locală a aerului cald

Instalațiile de încălzire locală cu aer cald sunt cele mai simple forme de alimentare cu căldură, care furnizează debitul de aer cald necesar unui spațiu adiacent sursei termice. Aceste sisteme au ca element central sursa de energie termică pentru încălzirea aerului, distribuția acestuia făcându-se *natural* sau *forțat* (cu ajutorul unui ventilator, în spațiul din imediata apropiere).

Sursele de energie care încălzesc aerul se pot clasifica astfel:

a) agregate cu focar propriu;
b) aeroterme;
c) dispozitive multifuncționale.

4.4.2.1 Încălzirea cu agregate cu focar propriu

În această categorie intră sistemele de încălzire a aerului cu *sobe* de diferite structuri și materiale și *generatoarele de aer cald*. Spațiul de încălzit se

Tabelul 4.4.1. Valorile parametrilor confortului termic minim în zona de lucru

Grupa	Specificul procesului pe producție	Categoria de muncă	Temperatura aerului t_i [°C]	Umiditatea relativă φ_i [%]	Viteza maximă v_i [m/s]
I	Degajări neînsemnate de căldură și umiditate normală	Ușoară	16	60	0,25
		Medie	15		0,45
		Grea	10		0,25
II	Degajări neînsemnate de căldură și umiditate scăzută	Ușoară	16	50	0,20
		Medie	15		0,40
		Grea	10		0,20
III	Degajări însemnate de căldură	Ușoară	15	Nenormat	0,45
		Medie	13		0,45
		Grea	8		0,30
IV	Degajări mari de umiditate și regim termic controlat	Ușoară	10 - 22	Max. 80	0,20...0,50
			22 - 24	70 - 80	
			24 - 27	70 - 55	
			27	Max. 55	

reduce la o încăpere sau la un număr redus de încăperi, distribuite în jurul aceleiaşi surse de încălzire.

În ceea ce priveşte sobele, acestea sunt destinate consumatorilor individuali. Ele au un focar pentru arderea combustibililor solizi, lichizi sau gazoşi, un sistem de canale în şicane, pentru evacuarea gazelor de ardere la un coş şi o manta exterioară care poate fi din oţel, fontă, teracotă sau faianţă. Transferul de căldură către aer se face la nivelul pereţilor focarului şi al canalelor de gaze de ardere. De aceea, este foarte importantă etanşarea acestor suprafeţe şi asigurarea unei suprapresiuni în spaţiul de trecere a aerului, pentru a evita orice fel de scăpări de gaze de ardere pe traseul aerului cald. Evacuarea gazelor de ardere se face, în general, natural, tirajul fiind asigurat de înălţimea coşului de fum şi diferenţa de densitate între aerul exterior şi gazele de ardere. Distribuţia aerului încălzit este, de regulă, naturală.

În figura 4.4.1, sunt prezentate două sisteme de încălzire locală cu aer cald utilizând sobele şi anume:

- încălzirea unei încăperi sau a câtorva spaţii dispuse în jurul locului de amplasare a sobei;
- încălzirea unor încăperi aflate pe două niveluri diferite, distribuţia aerului cald la etaj fiind făcută cu ajutorul unor canale de tablă de lungime limitată şi bine izolate termic.

Aerul cald este aspirat prin deschideri perforate la partea inferioară a sobei şi evacuat, în mod natural, în spaţiile de încălzit, pe la partea superioară, prin guri de refulare prevăzute cu clapete pentru reglarea debitului.

Un caz particular al acestor sisteme cu focar propriu, îl reprezintă unele tipuri de şeminee (fig. 4.4.2), care sunt mijloace de încălzire locală cu o componentă radiantă foarte importantă dar care pot furniza şi aer cald într-un sistem constructiv particular.

Generatoarele de aer cald sunt descrise pe larg în capitolul 6.5. Cu excepţia celor care utilizează energia electrică, generatoarele de aer cald au un focar propriu pentru arderea unui anumit tip de combustibil. Aceste agregate se folosesc în mod special în spaţiile industriale sau în spaţii temporar ocupate, cu volume mari. Ele sunt mobile sau fixe, în funcţie de capacitate şi de scopul pentru care sunt utilizate. Se dimensionează şi se aleg în funcţie de debitul de aer cald furnizat, în raport de sarcina termică ce trebuie acoperită.

4.4.2.2 Încălzirea cu aeroterme

Încălzirea spaţiilor cu volum mare de aer pune probleme deosebite în ceea ce priveşte încălzirea uniformă a zonei de lucru. Pentru aceste situaţii se recomandă agregatele de încălzire locală cu aer cald, cu circulaţie forţată, de tipul aerotermelor de perete sau de tavan.

Aerotermele sunt echipamente pentru încălzirea aerului, care au ca elemente componente principale o baterie de încălzire şi un ventilator. Câteva tipuri constructive sunt descrise în capitolul 6.5.

Un sistem de încălzire cu aeroterme presupune alegerea tipului de aparat şi amplasarea acestora în spaţiul interior. La alegerea tipului, aeroterme de plafon sau de perete, trebuie avut în vedere următoarele criterii:

- structura de construcţie a clădirii sau a spaţiului de încălzit;
- distribuţia şi gabaritul echipamentelor tehnologice din incintă;
- destinaţia încăperii şi procesul tehnologic;
- amplasarea locurilor de muncă sau de şedere;
- amplasarea surselor de nocivităţi;
- tipul de agent termic disponibil (apă caldă, apă fierbinte, abur).

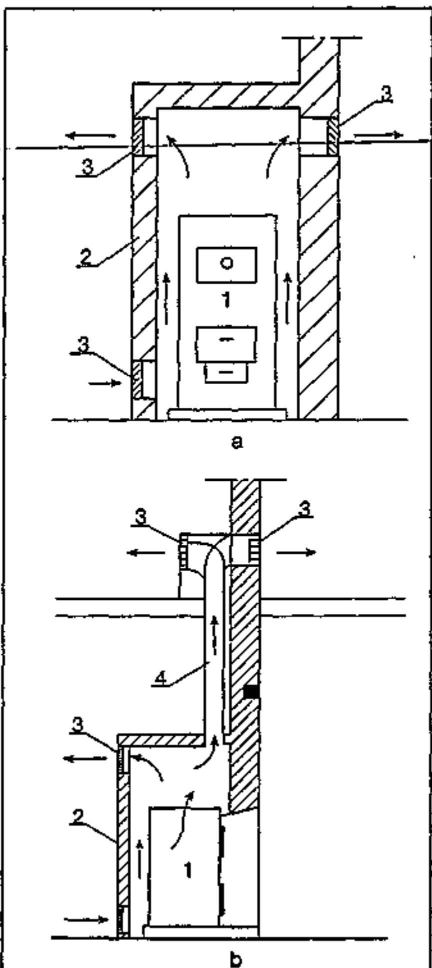


Fig. 4.4.1. Sistem local de încălzire cu aer cald utilizând sobe:
a - încălzirea încăperilor la acelaşi nivel;
b - încălzirea încăperilor de la niveluri diferite;
1 - focar; 2 - perete exterior al sobei din teracotă; 3 - guri de aer; 4 - canale de aer cald.

În ceea ce priveşte amplasarea aerotermelor, soluţia se stabileşte în funcţie de dimensiunile interioare ale încăperii, de elementele constructive, de spaţiul acoperit cu aer cald de o aerotermă şi, eventual, de amplasarea unui alt sistem de încălzire.

4.4.2.2.1 Aeroterme de perete

Aerotermele de perete se montează pe pereţii exteriori sau pe stâlpii de rezistenţă ai clădirii. Prin amplasarea acestora în interiorul unor hale cu deschideri mari se urmăreşte o distribuţie cât mai uniformă a aerului cald în zona de lucru, la parametrii corespunzători categoriei de muncă. Fiecare tip de aerotermă de perete este definit în fişa tehnologică, de către producător, prin două mărimi caracteristice distribuţiei aerului cald şi anume: înălţimea maximă de montare H şi lungimea de bătaie a jetului L, aşa cum se vede în figura 6.5.2.

În ceea ce priveşte numărul necesar de aeroterme într-o anumită încăpere, acesta depinde de mărimea sarcinii termice care trebuie acoperită, de condiţia de a avea cel puţin 2 - 3 schimburi de aer pe oră pentru a asigura un grad acceptabil de uniformizare a distribuţiei aerului cald şi de capacitatea termică a echipamentului.

La amplasarea aerotermelor de perete se au în vedere următoarele:

- înălţimea de montare trebuie să fie de cel puţin 2 m de la pardoseală, pentru a nu împiedica circulaţia oamenilor şi a nu perturba procesul tehnologic, dar nu mai mare decât cea indicată de producător în fişa constructivă;
- distanţa dintre două aeroterme alăturate trebuie să fie între 6 şi 12 m (fig. 4.4.3), dacă nu există alte recomandări specifice indicate de furnizor;
- distanţa dintre două aeroterme aşezate faţă în faţă este în funcţie de

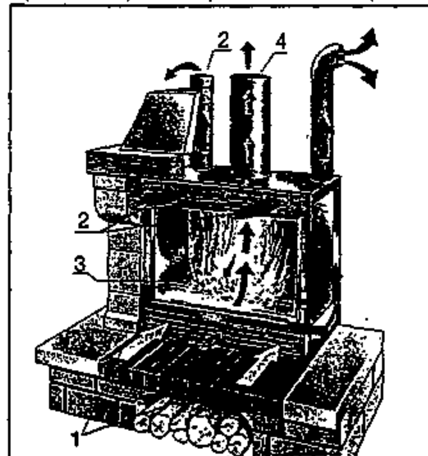


Fig. 4.4.2. Încălzire locală cu şeminee generatoare de aer cald:
1 - intrare aer rece; 2 - ieşire aer cald; 3 - geam termoizolant; 4 - evacuare gaze de ardere.

bătaia jetului, astfel încât să fie acoperit cu aer cald tot spațiul dintre ele;

- în cazul halelor cu deschideri foarte mari se poate alege o soluție mixtă și anume, amplasarea aerotermelor de perete pe conturul încăperii și a aerotermelor de plafon pentru zona centrală.

Temperatura aerului cald refulat de aeroterme t_r se alege astfel încât prin amestec cu aerul interior să asigure, în zona de lucru parametrii de confort corespunzători intensității muncii. Temperatura de refulare este în funcție de înălțimea de montare a aerotermei și se recomandă ca valoare maximă $t_r \le 45$ °C, dacă aerotermul este amplasat la mai puțin de 3,5 m de pardoseală și $t_r \le 70$ °C, pentru înălțimi mai mari.

În situația în care, din motive tehnice, aerotermele trebuie montate la înălțimi de peste 3,5 m, preluarea aerului din încăpere se face prin canale verticale și guri de absorbție amplasate cât mai jos în zona de lucru, ca în figura 4.4.4 a. În caz contrar, eficiența energetică a sistemului de încălzire este mult diminuată, existând riscul ca zona de lucru să rămână neîncălzită, așa cum se vede în figura 4.4.4 b.

Aerotermele pot funcționa cu aer recirculat, aer proaspăt sau amestec, în funcție de caracteristicile constructive ale echipamentului. Din acest punct de vedere, dacă sistemul de încălzire cu aer cald nu este însoțit de un sistem de ventilare, la proiectare se ține seama de normele de protecție a muncii și valorile minime necesare pentru debitul de aer proaspăt, impuse de normele sanitare și menționate în capitolul privind instalațiile de ventilare.

4.4.2.2.2 Aeroterme de plafon

Aerotermele de plafon se deosebesc de cele de perete prin modul de distribuție a aerului. Din acest punct de vedere ele se definesc printr-o suprafață interioară acoperită cu aer cald. Constructiv, gura de refulare poate dirija jetul de aer direct în jos, în cazul montării la înălțimi mai mari de 4 m de pardoseală sau pentru înălțimi de montare mai mici, se prevede un dispozitiv de împrăștiere laterală a jetului, de tip anemostat.

Aceste tipuri de aeroterme, ca și cele de perete, au bateria de încălzire alimentată cu agent termic apă caldă, apă fierbinte sau abur, în funcție de tipul constructiv. De asemenea, ele funcționează cu aer recirculat, aer proaspăt sau amestec. Câteva tipuri constructive ale aerotermelor de tavan sunt prezentate în capitolul 6.5.

Un caz particular al aerotermelor de plafon îl constitue *domotermul*. Acesta este un aparat care poate asigura aerul cald necesar pentru încălzirea parțială sau totală a unui apartament. Constructiv, el se compune dintr-un ventilator axial și o baterie de încălzire circulară (fig. 4.4.5 a). Aceste echipamente funcționează, de obicei, numai cu aer recirculat și sunt amplasate într-un spațiu auxiliar central, de exemplu într-un vestibul. Distribuția aerului cald în încăperile alăturate se face prin goluri practicate la partea superioară, ca în figura 4.4.5 b, iar recircularea aerului are loc prin fante, la nivelul plintelor sau prin goluri mascate practicate la partea inferioară a ușilor.

Acest sistem de încălzire poate exista în paralel cu sistemul de încălzire cu corpuri de încălzire care asigură o încălzire de gardă. Domotermul asigură intrarea rapidă în regim termic a unui apartament, contribuind la realizarea unor economii energetice importante.

4.4.2.3 Încălzirea cu dispozitive de destratificare a aerului cald

Unul din dezavantajele majore ale sistemelor de încălzire cu aer cald „clasice", care se manifestă în incintele cu volum și înălțime mare este fenomenul de statificare termică. Acesta generează o supraîncălzire a volumului de aer de la partea superioară și menținerea unor straturi de aer rece la partea inferioară a acestor spații. Consecințele acestui fapt se resimt în înrăutățirea microclimatului interior, în efecte nedorite asupra

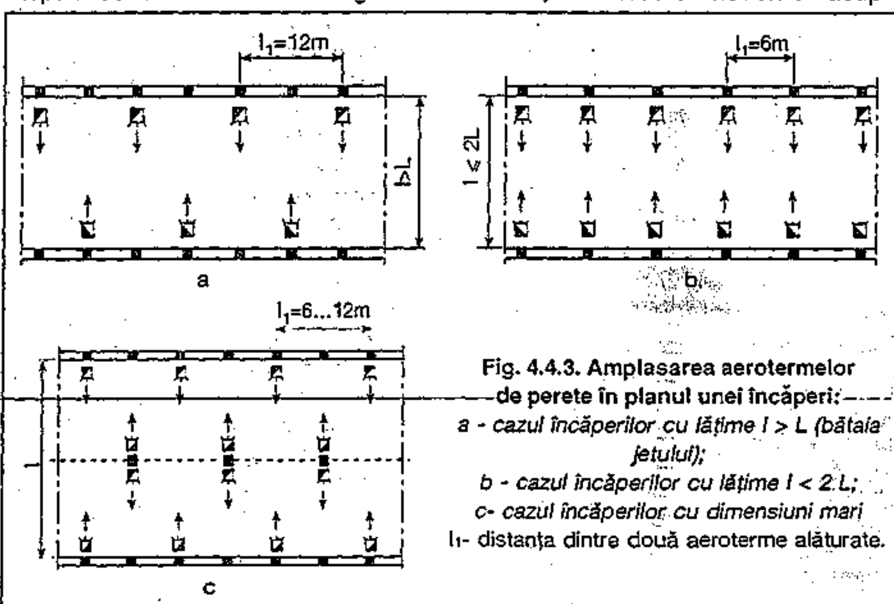


Fig. 4.4.3. Amplasarea aerotermelor de perete în planul unei încăperi:
a - cazul încăperilor cu lățime l > L (bătaia jetului);
b - cazul încăperilor cu lățime l < 2 L;
c- cazul încăperilor cu dimensiuni mari
l_1- distanța dintre două aeroterme alăturate.

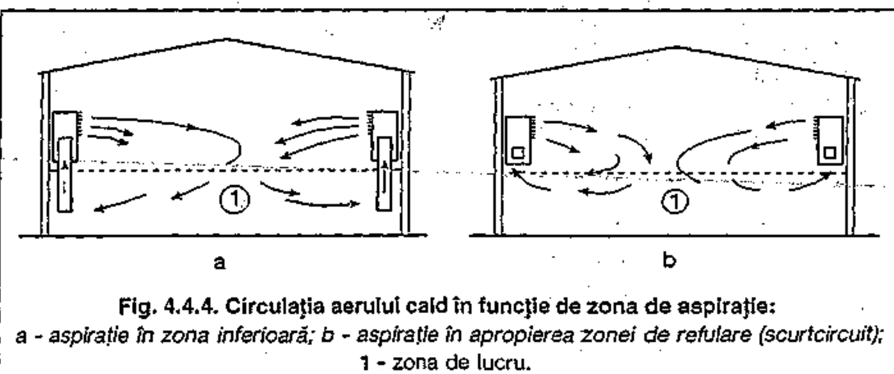


Fig. 4.4.4. Circulația aerului cald în funcție de zona de aspirație:
a - aspirație în zona inferioară; b - aspirație în apropierea zonei de refulare (scurtcircuit);
1 - zona de lucru.

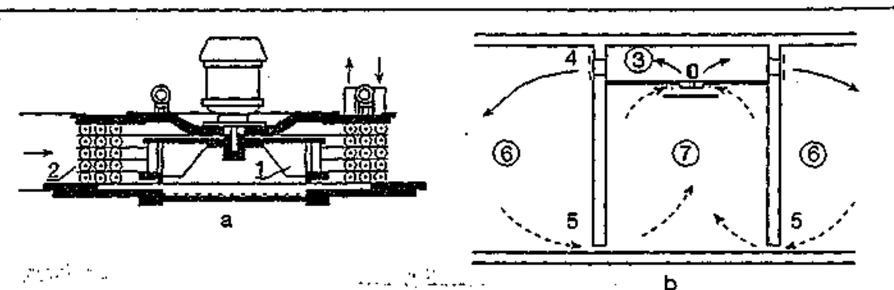


Fig. 4.4.5. Domotermi:
a - secțiune prin aparat; b - modul de amplasare în plan vertical
1 - ventilator axial; 2 - baterie de încălzire; 3 - cameră de trecere a aerului cald (plafon dublu); 4 - gură de refulare a aerului cald; 5 - goluri pentru circulație aer; 6 - cameră; 7 - vestibul.

fluxurilor tehnologice și, în mod special, asupra consumurilor de energie termică. Pentru limitarea acestor efecte nedorite se acționează prin metode și aparate de ultimă generație, în două direcții:

- destratificarea aerului, deci distrugerea stratificării rezultate ca urmare a gradientului de temperatură;
- antistratificare, deci împiedicarea dezvoltării fenomenului de stratificare termică.

4.4.2.3.1 Soluții pentru destratificarea aerului cald

Studiile experimentale, asupra încălzirii cu aer cald a incintelor cu înălțimi mari, au demonstrat dezvoltarea unui gradient de temperatură de 1...1,5 K/m și o temperatură a stratului de aer de la partea superioară de circa 50 °C (fig. 4.4.6 a).

Sistemul de destratificare constă într-o soluție care să distrugă această așezare în straturi a aerului cald și să micșoreze semnificativ temperatura aerului de la partea superioară a incintei. Practic, se utilizează anumite aparate speciale, cu debit mare de aer, montate la partea superioră a halelor. Acestea dirijează aerul cald de la partea superioară spre partea inferioară printr-o mișcare rotațională în zona centrală, generând o mișcare periferică de jos în sus (fig. 4.4.6 b).

Aplicând această soluție se obține o reducere substanțială a gradientului de temperatură, până la valori de 0,3...0,6 K/m. În ceea ce privește viteza și temperatura curenților de aer, acestea se mențin, în zona centrală de lucru, în limite normale. Se înregistrează însă, valori mai ridicate ale vitezei curenților de aer în zona periferică, însoțite de temperaturi mai scăzute, datorită amestecului aerului cald cu cel rece pătruns din exterior, provocând un disconfort termic local.

În ceea ce privește aparatele destratificatoare, acestea pot fi folosite în două variante:

- numai pentru eliminarea gradientului de temperatură, în paralel cu un sistem „clasic" de încălzire, ca de exemplu destratificatorul TRANSCIAT;
- pentru acoperirea parțială sau totală a necesarului de căldură al incintei, evitându-se formarea stratificării termice, cu echipamente de tip SPIROJET sau SPIROTHERM.

Destratificatorul TRANSCIAT, prezentat schematic în figura 4.4.7, se compune dintr-un grup motor - ventilator cu acțiune directă pe verticală, prevăzut cu un motor monofazat cu mai multe viteze, un ventilator elicoidal și jaluzele bidirecționale. Se execută în patru tipodimensiuni cu debite de aer de la 2.450 la 10.700 m³/h. Varianta GRA -T refulează turbionar, iar varianta GIROTERM refulează tip ciclon.

Destratificatorul SPIROJET este un aparat de încălzire cu aer cald, cu acțiune de sus în jos prin jeturi generate într-o mișcare de spirală, așa cum se vede schematic în figura 4.4.8 a. El este echipat cu un ventilator axial cu debite de aer de la 2 500 la 40 000 m³/h și o baterie de încălzire având puterea termică între 9 și 450 kW. Spirojet poate funcționa ca un sistem de destratificare și sursă de căldură în paralel cu un sistem de încălzire cu aer cald „clasic" sau poate fi o soluție de încălzire unică pentru anumite tipuri de hale industriale.

Destratificatorul SPIROTHERM (fig. 4.4.8 b) are aceeași structură ca și SPIROJET. Fiind echipat cu baterii de încălzire de capacități mari, care variază între 9 si 72 kW, SPIROTHERM este recomandat în mod special ca sistem de încălzire cu aer cald în noile hale industriale.

4.4.2.3.2 Soluții pentru evitarea stratificării termice

Sistemele au ca scop limitarea mișcării ascensionale a aerului cald, așa cum se vede în figura 4.4.9. Soluția practică constă în introducerea unor jeturi de aer dirijate de sus în jos, având parametrii dependenți de temperatura aerului cald ascensional și de înălțimea incintei. Studiile experimentale au demonstrat că un asemenea sistem de încălzire cu aer cald permite o stratificare termică doar până la 0,2 K/m.

Una din soluțiile experimentate și care a condus la aceste performanțe este un sistem de distribuție a aerului cald, prin difuzoare speciale, montate

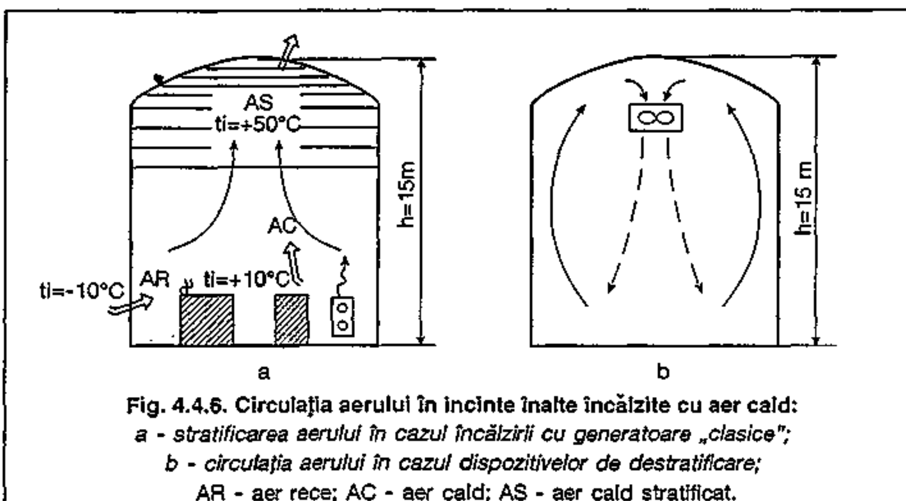


Fig. 4.4.6. Circulația aerului în incinte înalte încălzite cu aer cald:
a - stratificarea aerului în cazul încălzirii cu generatoare „clasice";
b - circulația aerului în cazul dispozitivelor de destratificare;
AR - aer rece; AC - aer cald; AS - aer cald stratificat.

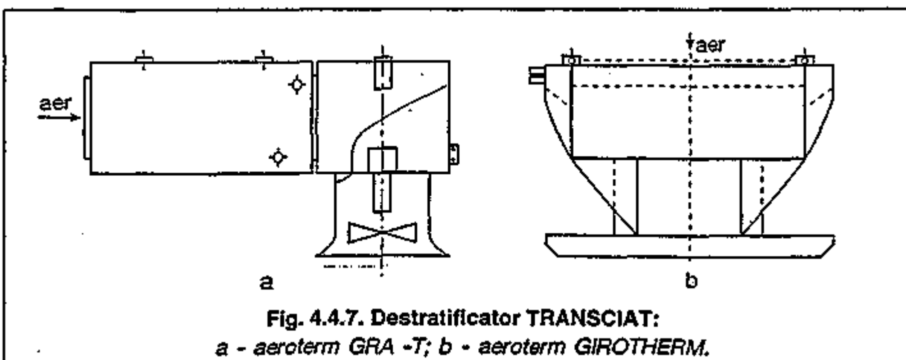


Fig. 4.4.7. Destratificator TRANSCIAT:
a - aeroterm GRA -T; b - aeroterm GIROTHERM.

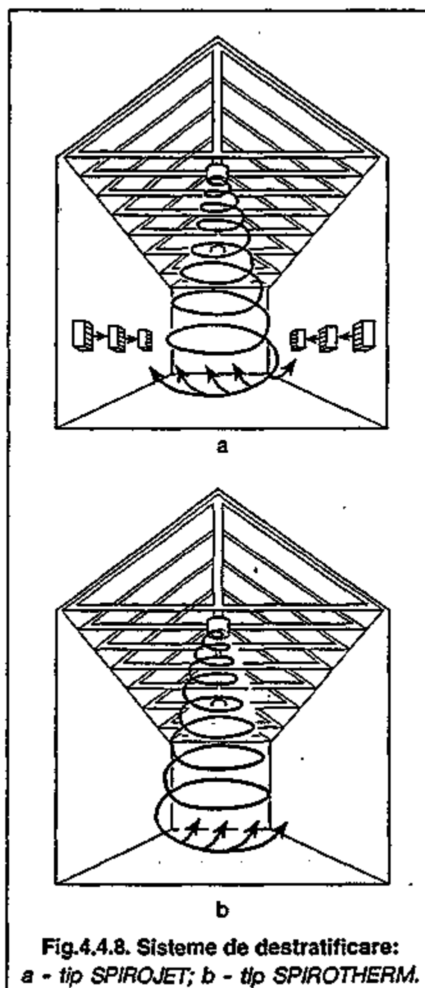


Fig.4.4.8. Sisteme de destratificare:
a - tip SPIROJET; b - tip SPIROTHERM.

pe un canal de distribuție a aerului amplasat la partea superioară a unei hale industriale (fig. 4.4.10).

Difuzoarele sunt echipate cu palete cu înclinare variabilă (fig. 4.4.11), pentru a genera un jet de aer turbionar, axial sau radial, realizând o mișcare de inducție în apropierea jetului. Fenomenul conduce la antrenarea unui volum mare de aer interior și are drept consecință scăderea influenței presiunii termice ascensionale, eliminarea stratului de aer cald de la partea superioară și o uniformizare a temperaturii în zona de lucru.

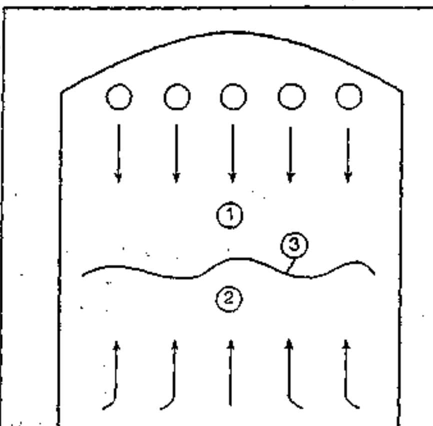
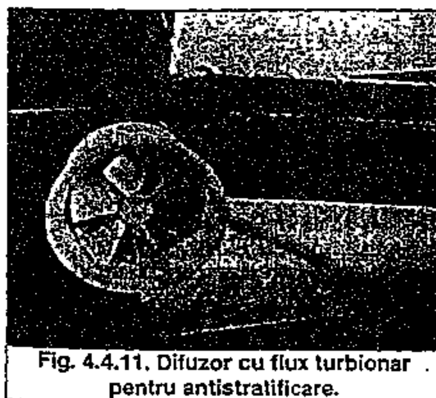


Fig. 4.4.9. Folosirea sistemului de antistratificare:
1 - jeturi de aer cald - zonă neutră; 2 - ascensiunea aerului cald; 3 - zonă neutră.


Fig. 4.4.10. Amplasarea sistemului de antistratificare.


Fig. 4.4.11. Difuzor cu flux turbionar pentru antistratificare.

Unele echipamente pot fi utilizate atât pentru încălzirea cât și pentru răcirea încăperilor. Ele pot fi amplasate la înălțimi diferite, având posibilitatea de a genera jeturi radiale sau turbionare. Ca un exemplu pot fi menționate unitățile de inducție SDA, tip HALTON (fig. 4.4.12), caracterizate printr-un debit de aer specific q_v [l/s] și un nivel de zgomot foarte scăzut, fiind recomandate în instalațiile de încălzire cu aer cald cu viteze mici pe canalele de distribuție, de la 2 până la 8 m/s.

4.4.2.4 Încălzirea cu agregate multifuncționale

Sistemul de încălzire cu aer cald se realizează cu un agregat complex care răspunde atât necesității de a evita stratificarea termică interioară cât și gestionării eficiente a consumurilor energetice prin recuperarea parțială a energiei termice. Un exemplu de agregat multifuncțional performant este agregatul tip HOVAL, prezentat schematic în figura 4.4.13.

Cele două componente constructive, sistemul de recuperare energetică și sistemul de introducere a aerului cald, au cote de montare diferite. Echipamentele de recuperare a energiei termice (bateria de recuperare a căldurii și ventilatorul de evacuare) se montează în exteriorul clădirii în timp ce sistemul de încălzire a aerului se află la partea interioară. Introducerea aerului cald în incintă se face printr-un difuzor de construcție specială care asigură o mișcare giratorie a jetului de aer evitând astfel stratificarea termică.

4.4.3. Încălzirea cu aer cald cu preparare centralizată

Sistemul de încălzire este alcătuit dintr-un agregat care furnizează aerul cald, o rețea de canale de distribuție și dispozitive pentru introducerea dirijată a aerului cald în spațiile încălzite. Instalațiile de încălzire centrală cu aer cald pot funcționa cu distribuție naturală, pentru instalații de capacități mici sau cu distribuție forțată, pentru marea majoritate a cazurilor. Aceste sisteme de încălzire sunt alcătuite din aceleași componente ca și instalațiile de ventilare. În plus, obligativitatea ca orice instalație de încălzire centrală cu aer cald cu distribuție forțată să funcționeze cu minimum 10 % aer proaspăt, transformă toate instalațiile de acest tip în instalații de ventilare. Ca urmare, în proiectarea și execuția lor, se respectă prevederile „Normativului pentru

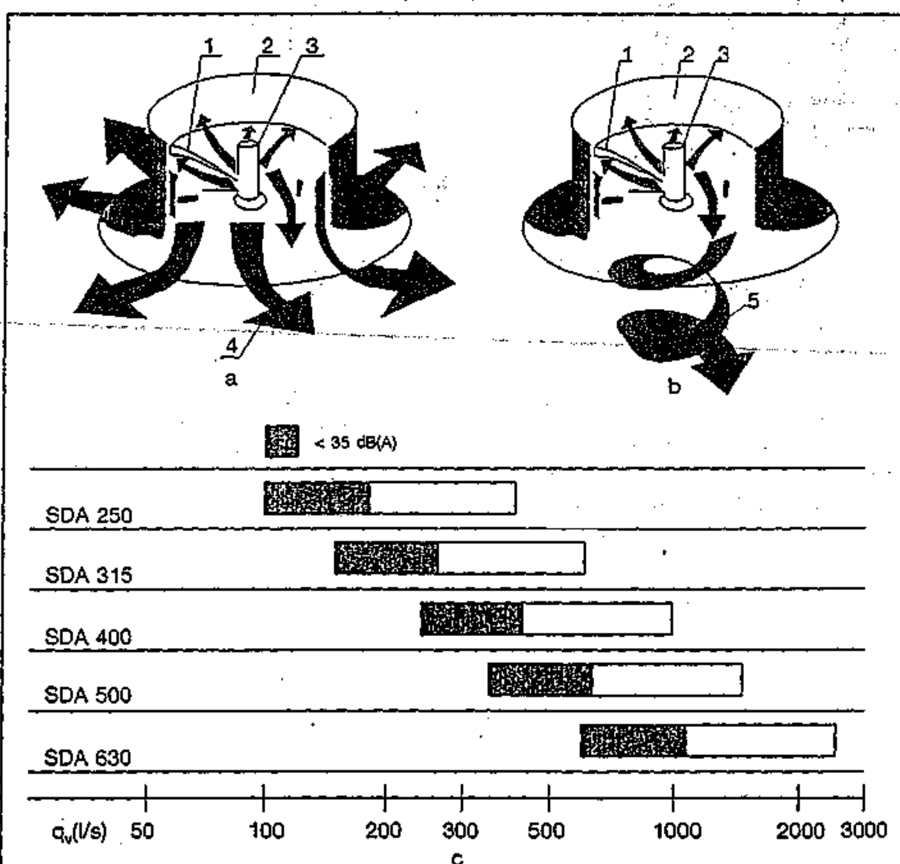


Fig. 4.4.12 Unități de inducție tip HALTON:
a - unitate SDA cu jet radial; b - unitate SDA cu jet turbionar; c - caracteristici nominale;
1 - paletă rotor; 2 - carcasă difuzor; 3 - ax rotor; 4 - jet de aer radial; 5 - jet de aer axial.

proiectarea şi execuţia instalaţiilor de ventilare", I 5.

În figura 4.4.14, sunt prezentate schematic sistemele de încălzire centrală cu aer cald cu distribuţie forţată. În principal, se identifică trei variante:

- funcţionare numai *cu aer recirculat* (fig. 4.4.14 a), pentru spaţiile mici, fără degajări de nocivităţi, menţionate în normativul I 5;
- sistemul *cu aer în amestec,* funcţionând cu unul sau două ventilatoare (fig. 4.4.14 b, c);
- funcţionare numai *cu aer proaspăt,* sistemul necesitând două ventilatoare, (fig. 4.4.14 d).

Centrala de aer cald, figura 4.4.15, cuprinde agregatul de preparare a aerului cald (baterie de încălzire sau generator de aer cald cu focar propriu), ventilator de introducere şi filtru de praf.

Transportul şi distribuţia aerului cald se face prin reţele de canale similare celor din instalaţiile de ventilare (fig. 4.4.16).

Canalele de aer se clasifică în funcţie de viteză şi de presiunea aerului. În raport de viteză, sistemele funcţionează cu:

a) - viteză mică, până la 12,5 m/s (în general, între 6 şi 11 m/s);

b) - viteză mare, mai mult de 12,5 m/s.

Canalele de recirculare şi evacuare se dimensionează la viteze de transport mici, de până la 10 m/s (de obicei, între 7,5 şi 9 m/s).

În funcţie de presiunea aerului, canalele de aer se clasifică în trei categorii:

- presiune joasă, între 125 şi 500 Pa;
- presiune medie, între 750 şi 1500 Pa;
- presiune înaltă, peste 2500 Pa.

Secţiunea canalelor de aer cald este rectangulară sau circulară. Secţiunile rectangulare sunt mai des utilizate din motive de economie de spaţiu, deşi consumul de metal este mai mare comparativ cu cele circulare. Piesele speciale (schimbări de secţiune, coturi, ramnificaţii etc.) de secţiune rectangulară ocupă mai puţin spaţiu la secţiune egală, faţă de cele cu secţiune circulară. Canalele cu secţiune rectangulară sunt utilizate, în general, în sisteme cu viteză mică a aerului, la reţeaua principală de distribuţie şi de recirculare a aerului cald.

Reţelele de canale circulare sunt utilizate, în mod special, în sistemele cu viteze şi presiuni mari, având pierderi de sarcină mai mici în raport cu cele rectangulare.

Cel mai folosit material pentru confecţionarea canalelor de transport aer cald este tabla zincată. În cazuri speciale, se execută canale din aluminiu, oţel uşor, fibre de sticlă, materiale textile etc. Grosimea tablei este în funcţie de presiunea din sistem şi mărimea secţiunii.

Distribuţia aerului, de la agregat la difuzorul de aer cald, diferă în funcţie de destinaţia, arhitectura şi structura clădirii. Printre diversele moduri de distribuţie a aerului cald, pot fi menţionate câteva semnificative, şi anume:

- în buclă perimetrală;
- radială;
- ramificată;
- prin planşeu dublu (gol sanitar).

4.4.3.1 Distribuţie în buclă perimetrală

Acest mod de distribuţie a aerului cald este alcătuit dintr-un dispozitiv

Fig. 4.4.13. Agregat multifuncţional HOVAL:
Ap - aer proaspăt; Ar - aer refulat; Avc - aer viciat cald; Avr - aer viciat răcit; 1 - filtru de praf; 2 - baterie de recuperare a căldurii; 3 - ventilator de introducere; 4 - ventilator de evacuare; 5 - camera de filtrare; 6 - baterie de încălzire; 7 - separator de picături; 8 - difuzor cu mişcare giratorie; 9 - terasă; 10 - exterior; 11 - interior.

Fig. 4.4.14. Încălzire centrală cu aer cald:
a - funcţionare cu aer recirculat; b, c - funcţionare cu aer amestecat, utilizând unul sau două ventilatoare; d - funcţionare numai cu aer proaspăt
1 - cameră de încălzit; 2 - canal de aer cald; 3 - filtru de aer; 4 - ventilator; 5 - baterie de încălzire.

Fig. 4.4.15. Secţiune schematică a unei centrale de aer cald:
1 - racord la priza de aer proaspăt; 2 - aer recirculat; 3 - cameră de amestec; 4 - filtru de aer; 5 - baterie de încălzire; 6 - ventilator; 7 - distribuţie aer cald.

central cu rol de distribuitor şi de recirculare a aerului cald şi o reţea de canale de aer, amplasate pe conturul incintei (fig. 4.4.17). Canalele, confecţionate din tablă, sunt montate sub pardoseală, la 6 cm sub planşeu şi 45 cm distanţă de perete.

Aerul cald este introdus în încăpere prin guri de refulare, aşezate pe cât posibil sub ferestrele exterioare, iar aerul recirculat este preluat din incintă, pe la partea superioară a dispozitivului central (fig. 4.4.17 b). La alegerea acestui sistem de distribuţie a aerului cald trebuie avut în vedere ca mediul să nu fie umed şi să nu existe risc de inundaţii. De asemenea, trebuie verificată etanşarea canalelor de distribuţie a aerului cald pentru a evita pierderile de aer şi eventualele infiltraţii de apă provenite din sol.

De menţionat că dispozitivul central de distribuţie a aerului cald poate fi înlocuit de un generator de aer cald, structura distribuţiei perimetrale rămânând aceeaşi.

4.4.3.2 Distribuţia radială

Distribuţia radială, figura 4.4.18, se caracterizează prin racorduri individuale care leagă sursa de aer cald (generator de aer cald sau distribuitor central), de fiecare difuzor interior.

Canalele de distribuţie pot fi îngropate în pardoseală, pentru un sistem de alimentare cu căldură de plintă sau de pardoseală sau pot fi montate aparent la nivelul plafonului, pentru o distribuţie superioară a aerului cald, situaţie în care vor fi izolate termic.

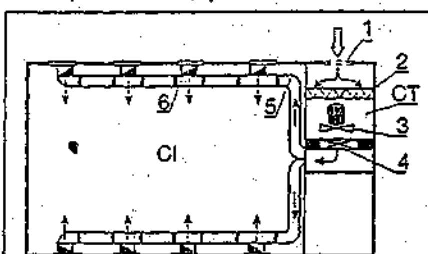


Fig. 4.4.16. Încălzirea încăperilor cu aer cald preparat centralizat:
CT - centrală de încălzire; CI - cameră de încălzit; 1 - priză de aer proaspăt; 2 - filtre de aer; 3 - ventilator; 4 - baterie de încălzire; 5 - canale de distribuţii ale aerului cald; 6 - guri de refulare a aerului cald.

4.4.3.3 Distribuţia ramificată

În cazul distribuţiei ramificate, aerul cald este repartizat către difuzoare sau orificii de refulare, printr-un canal de distribuţie central, în două variante:

- cu secţiune constantă (fig. 4.4.19 a), reglarea debitului de aer făcându-se local, prin mărimea secţiunii racordului şi prin jaluzele de reglare;
- cu secţiune variabilă (fig. 4.4.19 b).

Cota de montare a reţelei de distribuţie depinde de sistemul de introducere a aerului cald şi de elementele constructive ale clădirii, fiind, în general, la nivelul pardoselii sau plafonului.

Pentru reducerea pierderilor energetice, canalele de distribuţie aparente se izolează termic.

4.4.3.4 Distribuţie prin planşeu dublu

Principial, sistemul de distribuţie constă în preluarea aerului de la generatorul de aer cald şi introducerea acestuia într-un planşeu dublu, de unde se repartizează gurilor de refulare, pe cât posibil, sub ferestrele exterioare (fig. 4.4.20).

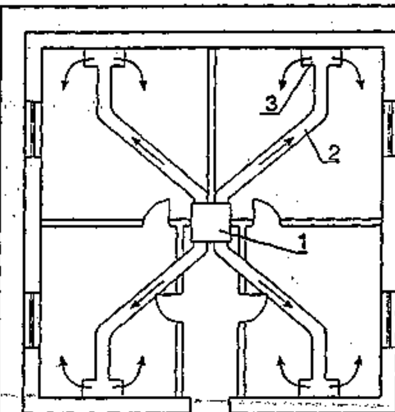


Fig. 4.4.18. Distribuţia radială a aerului cald:
1 - distribuitor central (generator de aer cald); 2 - canale radiale; 3 - guri de refulare a aerului cald.

Planşeul dublu are rolul unei camere de egalizare a presiunilor, asigurând o distribuţie uniformă a aerului. Sistemul prezintă un avantaj şi, în acelaşi timp, un dezavantaj, prin faptul că prin transferul de căldură de la aer la pardoseala interioară, aceasta devine o pardoseală radiantă, deci o sursă suplimentară de încălzire. O izolare termică perfectă a pardoselii nu este posibilă şi, ca urmare, consumurile energetice sunt mult mai mari în raport cu celelalte sisteme de distribuţie a aerului cald. În cazul utilizării acestei soluţii, trebuie respectate anumite condiţii, şi anume:

- golul folosit ca planşeu dublu trebuie executat şi finisat în aşa fel încât aerul care circulă să nu antreneze praf sau alte particule poluante din acest spaţiu;
- trebuie executate şi verificate izolaţiile hidrofuge şi termice astfel încât să nu existe riscul infiltraţiilor de apă sau al condensării vaporilor de apă pe pereţii planşeului dublu;
- trebuie verificată structura de rezistenţă a clădirii, astfel încât să nu apară, în timp, fisuri care să afecteze planşeul dublu;
- golul destinat circulaţiei aerului nu se utilizează sub nici o formă, ca depozit;
- înălţimea golului va fi între 45 şi 60 cm.

4.4.3.5 Echipamente şi accesorii

Repartiţia aerului cald în interiorul unei incinte este o consecinţă a alegerii şi amplasării gurilor (dispozitivelor) de refulare şi de aspiraţie a aerului. Nu există, în prezent, o reţetă generală pentru a obţine o distribuţie uniformă a aerului cald, la parametrii teoretic calculaţi, dar

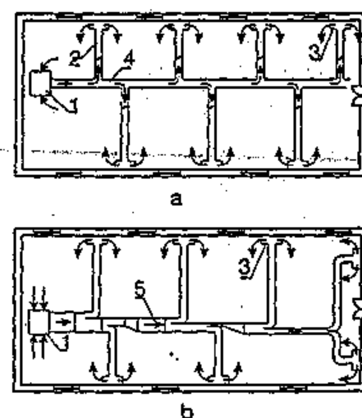


Fig. 4.4.19. Distribuţia ramificată a aerului cald:
a - distribuţie prin canal central de secţiune constantă;
b - distribuţie prin ramificaţii de secţiune variabilă;
1 - distribuitor central (generator de aer cald); 2 - ramificaţii; 3 - guri de refulare a aerului cald; 4 - canal de distribuţie cu secţiune constantă; 5 - canal de distribuţie cu secţiune variabilă.

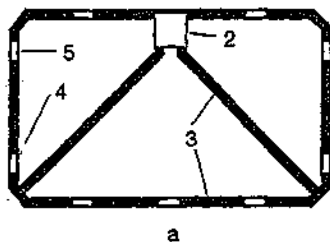


Fig. 4.4.17. Distribuţia perimetrală a aerului cald:
a - distribuţie în plan; b - distribuţie în spaţiu;
1 - prize de aspiraţie; 2 - distribuitor central; 3 - canale principale de aer; 4 - distribuţie periferică în pardoseală; 5 - guri de refulare a aerului.

în proiectare trebuie avut în vedere câteva observații:

- gurile de aer montate în partea inferioară sunt generatoare de curenți de aer și de aceea viteza de introducere a aerului nu trebuie să depășească 0,5 m/s, în special în zona de ședere. Dispozitivele de plintă sau de pardoseală pot antrena în anumite situații praful și particolele materiale din imediata apropiere;
- gurile de aer și difuzoarele de plafon trebuie dimensionate în funcție de debit, de bătaia jetului și de modificarea anizotermă a axei jetului, trebuie verificat dacă elementele de construcții interioare nu împiedică dezvoltarea jetului;
- toate gurile de aer trebuie echipate cu dispozitive reglabile;
- în încăperile fără interdicții de fumat, amplasarea gurilor de aspirație se face întotdeauna la partea superioară;
- la amplasarea gurilor de aer trebuie evitată scurtcircuitarea aerului refulat prin poziția aspirației. Teoretic, în fiecare încăpere închisă trebuie amplasată cel puțin o gura de aspirație. Se admite aspirația dintr-o zonă centrală pentru un grup de încăperi care formează un ansamblu, de exemplu, un apartament.

În ceea ce privește tipurile constructive ale gurilor de aer, dispozitivelor de reglare și accesoriilor instalațiilor de încălzire cu aer cald, ele sunt aceleași cu cele specifice instalațiilor de ventilare. Calculul de dimensionare a canalelor de aer și a echipamentelor se face în funcție de debitul de aer circulat, urmărind metodologia de calcul detaliată în volumul Instalații de ventilare și climatizare.

4.4.4. Calculul instalațiilor de încălzire cu aer cald

Dimensionarea instalațiilor de încălzire cu aer cald constă în determinarea debitului de aer și a sarcinii termice funcție de sistemul de încălzire adoptat.

La calculul debitului de aer cald se ține seama de:

- necesarul de căldură ce urmează a fi acoperit de instalația de încălzire cu aer cald;
- tipul de sistem ales (recirculare, amestec, aer proaspăt);
- parametrii climatici exteriori și interiori;
- numărul de schimburi de aer orar;
- funcționarea în paralel a unui sistem de încălzire sau de ventilare;

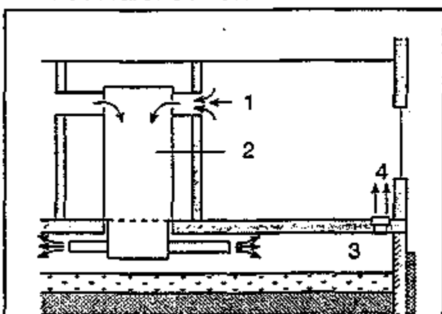


Fig. 4.4.20. Distribuția aerului cald prin planșeu dublu:
1 - priză de aspirație; 2 - generator de aer cald; 3 - planșeu dublu; 4 - guri de refulare.

Necesarul de căldură. care trebuie acoperit de instalația de încălzire cu aer cald $Q_{ac(i)}$, rezultă dintr-un bilanț termic care ține seama de: pierderile energetice ale încăperii Q_h, aporturile de căldură Q_{ap} și fluxul termic furnizat de un alt tip de instalație de încălzire existentă în incintă, Q_i.

$$Q_{ac(i)} = Q_h - Q_{ap} - Q_i \quad [W] \qquad (4.4.1)$$

În cazul încăperilor prevăzute cu un sistem de ventilare mecanică, dacă debitul de ventilare este preluat de instalația de încălzire cu aer cald, sarcina termică necesară pentru încălzirea debitului de ventilare Q_v se adăugă necesarului de căldură al instalației de încălzire cu aer cald:

$$Q_{ac\,(i+v)} = Q_{ac(i)} + Q_v \quad [W] \qquad (4.4.2)$$

În cazul în care pe lângă încălzire se asigură și ventilarea încăperii, numărul de schimburi orare de aer, procentul de aer proaspăt și parametrii aerului refulat, se impun după criteriile ventilării mecanice, iar temperatura aerului interior se alege în funcție de categoria de confort.

4.4.4.1 Încălzirea cu aer recirculat

Sursa termică furnizează aerului un flux termic Q_s numai pentru a compensa pierderile de căldură ale încăperii:

$$Q_s = Q_{ac(i)} \quad [W] \qquad (4.4.3)$$

Fluxul termic este preluat de debitul de aer recirculat, L_r:

$$Q_s = L_r \cdot c_p \cdot \rho_{ac} \cdot (t_r - t_i) \quad [W] \qquad (4.4.4)$$

unde:

- c_p este căldura masică a aerului uscat la presiune constantă [kJ/kg·K];
- ρ_{ac} - densitatea aerului uscat la presiune constantă [kg/m³];
- t_r - temperatura aerului refulat [°C];
- t_i - temperatura aerului interior [°C].

În tabelul 4.4.2 se găsesc mărimile caracteristice ale aerului uscat în funcție de temperatură (vezi și § 3.3.2. din volumul „Instalații de ventilare și climatizare").

Ecuația 4.4.4 prezintă două mărimi necunoscute: debitul de aer recirculat L_r și temperatura de refulare t_r.

Debitul de aer recirculat L_r se poate determina în funcție de numărul de schimburi pe oră n, ales în raport cu destinația încăperii, cu normele sanitare și cu natura surselor de poluare interioară:

$$L_r = n \cdot V \quad [m^3/s] \qquad (4.4.5)$$

unde V este volumul încăperii [m³].

Astfel, se poate calcula temperatura aerului refulat t_r:

$$t_r = t_i + \frac{Q_{ac(i)}}{L_r \cdot c_p \cdot \rho_{ac}} \quad [°C] \qquad (4.4.6)$$

care nu trebuie să depășească 45 °C pentru guri de introducere montate mai jos de 3,5 m și 70 °C, pentru guri de refulare amplasate mai sus de 3,5 m.

Debitul de aer recirculat L_r, se poate

Tabelul 4.4.2 Mărimile caracteristice ale aerului uscat în funcție de temperatură

t [°C]	ρ [kg/m³]	c_p [kJ/kg · K]	λ· 10² [W/mK]	η· 10⁶ [N · s/m²]	v· 10⁶ [m²/s]	γ· 10³ [J/K]	a· 10⁴ [m²/s]	Pr
- 150	2,795	1,0258	1,163	8,630	3,08	8,21	0,0405	0,76
- 100	1,980	1,0090	1,605	11.789	5,95	5,82	0,0803	0,74
- 50	1,534	1,0048	2,035	14,651	9,55	4,51	0,132	0,725
0	1,2930	1,0048	2,431	17,201	13,30	3,67	0,187	0,715
20	1,2045	1,0048	2,570	18,191	15,11	3,43	0,212	0,713
40	1,1267	1,0048	2,710	19,123	16,97	3,20	0,239	0,711
60	1,0595	1,0090	2.849	20,025	18,90	3,00	0,267	0,709
80	1,9998	1,0090	2,989	20,927	20,94	2.83	0,296	0,708
100	0,9458	1,0090	3,140	21,810	23,06	2,68	0,328	0,701
120	0,8980	1,0132	3,280	22,663	25,23	2,55	0,361	0,70
140	0,8535	1,0132	3,391	23,506	27,55	2,43	0,397	0,695
160	0,8150	1,0174	3,582	24,330	29,85	2,32	0,430	0,69
180	0,7785	1,0216	3,722	25,144	32,29	2,21	0,467	0,69
200	0,7457	1,0258	3,861	25,840	34,63	2,11	0,505	0,685
250	0,6745	1,0341	4,210	27,772	41,17	1,91	0,603	0,68
300	0,6157	1,0467	4,536	29,469	47,85	1,75	0,703	0,68
350	0,5662	1,0551	4,80	31,165	55,05	1,61	0,811	0,68
400	0,5342	1,0676	5,152	32,754	62,53	1,49	0,919	0,68
450	0,4875	1,0802	5,431	34,402	70,54	—	1,030	0,685
500	0,4564	1,0929	5,582	35,794	78,48	—	1,142	0,69
600	0,4041	1,1137	6,222	38,638	95,57	—	1,380	0,69
700	0,3625	1,1346	6,665	41,188	113,7	—	1,619	0,70
800	0,3287	1,1556	7,059	43,639	132,8	—	1,858	0,715
900	0,301	1,1723	7,408	45,895	152,5	—	2,100	0,725
1000	0,277	1,1849	7,699	47,954	173	—	2,350	0,735

calcula impunând valoarea temperaturii aerului refulat t_r:

$$L_r=\frac{Q_{ac(i)}}{c_p\cdot\rho_{ac}\cdot(t_r-t_i)}\ [m^3/s] \qquad (4.4.7)$$

Valoarea rezultată L_r trebuie să verifice condiția de a avea minimum 2 - 3 schimburi pe oră.

4.4.4.2 Încălzirea cu aer proaspăt

Dacă instalația de încălzire cu aer cald servește și ca instalație de ventilare care funcționează numai cu aer proaspăt, pentru evacuarea nocivităților, sarcina termică a sursei termice (baterie de încălzire) trebuie să asigure acoperirea pierderilor energetice ale încăperii $Q_{ac(i)}$ și încălzirea aerului rece preluat din exterior, Q_e:

$Q_s = Q_{ac(i)} + Q_e$ [W] (4.4.8)

Debitul de aer proaspăt preluat din exterior L_e corespunde numărului de schimburi de aer n. Întrucât;

$Q_{ac(i)} = L_e\cdot c_p\cdot\rho_{ac}\cdot(t_r - t_i)$ [W] (4.4.9)

$Q_e = L_e\cdot c_p\cdot\rho_{ac}\cdot(t_i - t_e)$ [W] (4.4.10)

rezultă în cazul instalațiilor funcționând numai cu aer proaspăt:

$Q_s = L_e\cdot c_p\cdot\rho_{ac}\cdot(t_r - t_e)$ [W] (4.4.11)

Temperatura aerului cald refulat în încăpere rezultă din relația (4.4.9):

$$t_r=t_i+\frac{Q_{ac(i)}}{L_e\cdot c_p\cdot\rho_{ac}}\ [°C] \qquad (4.4.12)$$

și trebuie să se încadreze în limitele maxime admise.

4.4.4.3 Încălzirea cu aer amestecat

În cazul în care instalația funcționează cu aer amestecat, debitul de aer proaspăt L_e [m³/s] corespunde normelor sanitare sau de producție, iar L_i [m³/s] este debitul de aer recirculat. Debitul total de aer al instalației este în aceste condiții:

$L = L_e + L_i$ [m³/s] (4.4.13)

Debitul de aer L trebuie să acopere numărul n de schimburi de aer corespunzător destinației spațiului încălzit.

Sarcina termică a bateriei de încălzire este:

$Q_s = Q_{ac(i)} + Q_e$ [W]

unde:

$Q_{ac(i)} = L_i\cdot c_p\cdot\rho_{ac}\cdot(t_r - t_i)$ [W] (4.4.14)

$Q_e = L_e\cdot c_p\cdot\rho_{ac}\cdot(t_r - t_e)$ [W] (4.4.15)

Temperatura aerului refulat se calculează, ca și în cazurile precedente, din relația de bilanț termic:

$$t_r=t_i+\frac{Q_S}{L\cdot c_p\cdot\rho_{ac}}\ [°C] \qquad (4.4.16)$$

Exemplul de calcul 1

Se consideră o hală industrială (fig. 4.4.21), având lungimea A = 30 m, lățimea B = 20 m și înălțimea H = 8 m, care trebuie încălzită cu aer cald utilizând aeroterme de perete.

Se cunosc:

- pierderile de căldură ale halei: Q_h = 250 kW
- aporturile de căldură de la utilaje: Q_{ap} = 40 kW
- temperatura aerului interior: t_i = 15 °C
- temperatura aerului exterior: t_e = -15 °C
- necesarul de aer proaspăt: n_c = 1 sch/h
- aerotermele se pot monta pe structura halei la o înălțime de 3,5 m.

Instalația de încălzire funcționează cu aer amestecat.

Se cere determinarea numărului de aeroterme și caracteristicile lor tehnice.

Rezolvare

1. Ecuația de bilanț termic a halei:

$Q_s = Q_h + Q_e - Q_{ap}$ [kW]

2. Debitul de aer proaspăt:

$L_e = n_e\cdot V$ = 1·(30·20·8) = 4800 m³/h

3. Se alege tipul de aeroterm de perete ATLAS - SABIANA (tab. 6.5.1) alimentat cu apă caldă. Temperatura de refulare a aerului se limitează la t_r = 45 °C.

4. Necesarul de căldură pentru încălzirea aerului proaspăt:

$Q_e = L_e\cdot c_p\cdot\rho_e\cdot(t_r - t_e)$ =

= (4800/3600)·1·1,367·(45+15)=109,36 kW

unde: ρ_e = 1,367 kg/m³ pentru t_e = - 15 °C și c_p = 1,0 kJ/kg·K.

5. Sarcina termică necesară pentru încălzirea halei:

Q_s = 250 + 109,36 - 40 = 319,36 kW

6. Debitul de aer cald necesar:

$$L=\frac{Q_S}{c_p\cdot\rho_{ac}\cdot(t_r-t_i)}=\frac{319{,}36}{1\cdot 1{,}126\cdot(45-15)}=$$

$= 9{,}45$ m³/s = 34 033 m³/h

unde: ρ_{ac} = 1,126 kg/m³ pentru t_r = 45 °C.

7. Se calculează numărul de aeroterme cunoscând că un aeroterm de perete ATLAS - SABIANA 900 asigură debitul de aer cald nominal L_n = 5000 m³/h, cu o bătaie a jetului de 20 m, la o turație minimă de 700 rpm.

$n = L/L_n$ = 34033/5000 = 6,8.

Se aleg 7 aeroterme care se amplasează în planul halei ca în figura 4.4.21, în funcție de: „bătaia jetului", poziția utilajelor în interiorul halei, căile de acces, deschiderile exterioare.

Caracteristicile tehnice ale aerotermului sunt următoarele:

- latura carcasei (A): 900 mm
- latura gurii de refulare a aerului (B): 764 mm
- cota de gabarit în plan profil (C): 575 mm
- distanța între orificiile de prindere (D): 803 mm
- diametrul racordurilor de agent termic (Φ): 1 1/2"
- debitul de aer la turație mică (700 rpm): 5000 m³/h
- debitul de aer la turație mare (900 rpm): 8500 m³/h
- cota de montare: 3,5 m (5,5 m)
- bătaia jetului L: 20,0 m (26,0 m).

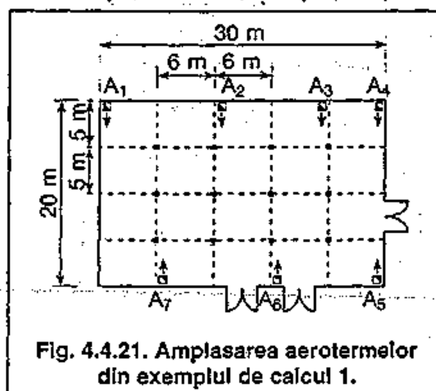


Fig. 4.4.21. Amplasarea aerotermelor din exemplul de calcul 1.

4.5. Încălzirea prin radiaţie

4.5.1. Criterii privind utilizarea încălzirii prin radiaţie

Încălzirea prin radiaţie se caracterizează, în principal, prin aceea că suprafeţele încălzitoare cedează căldură prin radiaţie mai mult de 50 % din căldura totală.

În raport cu temperatura medie θ_p a suprafeţei încălzitoare, încălzirea prin radiaţie se clasifică astfel:

- de temperatură joasă (θ_p = 25...100 °C); suprafeţele încălzitoare sunt în mare majoritate elemente de construcţie (plafon, pardoseală, pereţi);
- de temperatură medie (θ_p = 100...500 °C); suprafeţele încălzitoare sunt realizate sub formă de panouri sau benzi radiante suspendate la partea superioară a încăperilor;
- de temperatură înaltă (θ_p = 500...3000 °C); elementele încălzitoare sunt radianţi funcţionând cu gaze sau energie electrică.

Instalaţiile de încălzire prin radiaţie prezintă şi alte particularităţi în raport cu celelalte sisteme, dintre care se pot menţiona:

- asigură un grad de confort mai ridicat, întrucât temperatura suprafeţelor de construcţii ce delimitează încăperea este mai ridicată şi mai uniformă, iar temperatura aerului din interior este mai scăzută cu 1...3 °C;
- realizează în încăperi un gradient de temperatură redus;
- se reduce viteza de circulaţie a aerului în încăpere şi, ca urmare, rezultă o diminuare de împrăştiere a prafului anorganic, suport al florei bacteriene;
- asigură încălzirea spaţiilor deschise.

În analiza ce precede decizia alegerii sistemului de încălzire, trebuie avute în vedere şi aspecte legate de costul investiţiilor, cheltuielile de exploatare şi de coordonare a lucrărilor de instalaţii şi construcţii.

Sistemele de încălzire prin radiaţie se pot folosi:

- în clădirile civile, în încăperi cu cerinţe igienice şi de confort deosebite, precum şi pentru asigurarea unei încălziri uniforme;
- în clădirile industriale cu spaţii mari şi fără necesităţi de ventilare mecanică, pentru asigurarea unei distribuţii omogene a încălzirii;
- în încăperi de producţie industrială, pentru a realiza o încălzire zonală, puncte calde sau încălzire perimetrală;

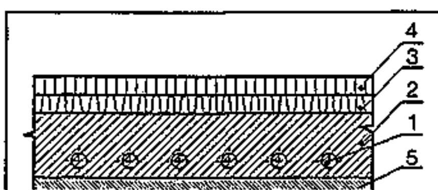


Fig. 4.5.1. Panou radiant de plafon cu ţevile înglobate în beton:
1 - ţevi încălzitoare; 2 - beton armat; 3 - izolaţie termică; 4 - pardoseală; 5 - tencuială.

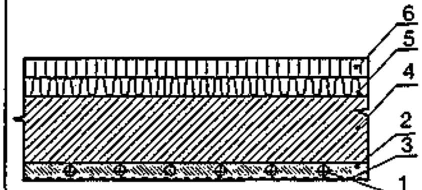


Fig. 4.5.2. Panou radiant de plafon cu ţevi înglobate în tencuială:
1 - ţevi încălzitoare; 2 - tencuială; 3 - rabiţ; 4 - beton armat; 5 - izolaţie termică; 6 - pardoseală.

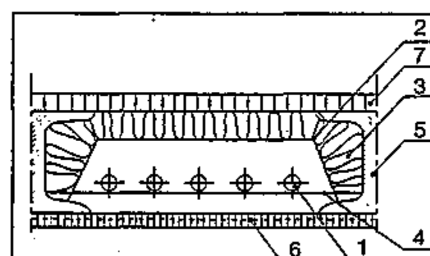


Fig. 4.5.3. Panou radiant de plafon cu ţevi montate în spaţiul dintre grinzi:
1 - ţevi încălzitoare; 2 - ecran din metal polizat; 3 - izolaţie termică; 4 - suport de susţinere; 5 - element de rezistenţă; 6 - tencuială pe rabiţ; 7 - pardoseală finită.

Tabelul 4.5.1. Performanţele diferitelor tehnici de încălzire prin radiaţie

Tip de radiaţie	Tipul panoului utilizat	Lungimea de undă λ_{max} [μm]	Temp. max. a supraf. emisive [°C]	Randamentul radiaţiei [%]	Directivitatea radiaţiei	Căldura absorbită de aerul cu umiditatea relativă φ = 50 %
Infraroşu - lungime de undă scurtă	Radiant electric	1,2	2.200	83	excelentă	7
Infraroşu - lungime de undă medie	Tuburi radiante din cuarţ sau siliciu încălzite electric	2,6	950	55	medie	19
	Radiant cu gaze	2.7	900	47	medie	19
	Tuburi radiante metalice încălzite electric	3	800	50	medie	19
	Panou radiant cu gaze de temperatură medie	4 ... 7	450 - 150	44	medie	20
Infraroşu - lungime de undă lungă	Panou radiant de temperatură medie încălzit cu abur sau apă fierbinte	7	150	42	slabă	20
	Panou radiant de temperatură joasă încălzit cu apă caldă sau electric	8,5	70	40	foarte slabă	20

- în spații semideschise sau deschise.

Încălzirea prin radiație nu se aplică încăperilor folosite cu program intermitent, mai ales dacă durata de folosință este scurtă (până la câteva ore) sau când clădirea este supusă la variații termice mari (inerție termică mică; însorire etc).

În tabelul 4.5.1. sunt prezentate performanțele diferitelor tehnici de încălzire prin radiație.

4.5.2. Încălzirea prin radiație de temperatură joasă

Temperatura suprafețelor încălzitoare relativ redusă impune utilizarea unor suprafețe încălzitoare mari, ceea ce a condus la ideea folosirii, în general, a suprafețelor delimitatoare ale încăperilor, rezultând:

- încălzirea prin plafon, la care temperatura medie a suprafeței încălzitoare θ_p nu poate depăși 50 °C; este sistemul cel mai folosit, întreaga suprafață a plafonului fiind, în general, disponibilă pentru a îndeplini funcțiunea de suprafață încălzitoare;
- încălzirea prin pardoseală, la care temperatura medie a suprafeței încălzitoare θ_p este fiziologic limitată la 28...30 °C;
- încălzirea cu panouri montate în pereți, la care temperatura medie a suprafeței încălzitoare θ_p poate atinge valori de până la 85...90 °C.

Acest sistem de încălzire utilizează ca agent termic apa caldă preparată în cazane sau alte surse energetice de potențial scăzut: căldura recuperată din procese tehnologice, energia geotermală, energia solară, aerul cald etc.

4.5.2.1 Încălzirea prin plafon

Se poate realiza prin:

- înglobarea în planșeu a unor serpentine din țeavă (metal sau plastic) sau a unor canale de aer;
- suprafețe încălzitoare detașate complet de structura plafonului, obținându-se așa-numitele plafoane false sau plafoane suspendate.

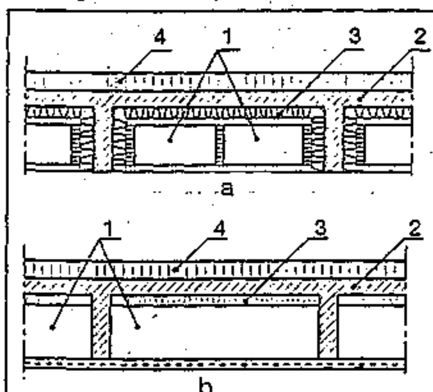


Fig. 4.5.4. Panou radiant de plafon cu canale de aer:
a - canale de aer în structura de rezistență; b - canale de aer special amenajate;
1 - canal de aer; 2 - elementul de rezistență; 3 - izolație termică; 4 - pardoseală finită.

Încălzirea prin plafon se recomandă a fi utilizată la încăperile cu cerințe igienice deosebite, care reclamă evitarea transportării prafului prin curenții de convecție (exemplu: săli de operații din spitale, saloane de bolnavi, încăperile în care se desfășoară procese tehnologice fine și extrafine), precum și în încăperile în care cerințele de mobilier sau de ordin estetic impun eliminarea corpurilor de încălzire amplasate pe pereți (exemplu: expoziții, muzee etc.).

4.5.2.1.1 Panouri radiante înglobate în elementele de construcții

Din această categorie fac parte panourile radiante executate cu țevi din metal fără sudură cu diametrele de 3/8, 1/2 și 3/4", montate în plafon, fie în elementele de rezistență (beton armat), fie în tencuială.

Când panoul radiant este format din țevi montate direct în masa de beton (fig. 4.5.1), montarea conductelor se face înaintea turnării betonului. Panoul denumit „dală plină" sau CRITTALL (după numele firmei care l-a produs) este panoul radiant cel mai vechi. Imposibilitatea efectuării unor remedieri după turnarea betonului, ca și a reparațiilor în timpul exploatării a făcut ca acest tip de panou să fie astăzi, practic, nefolosit.

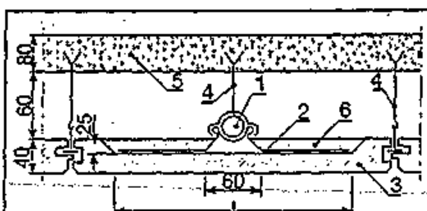


Fig. 4.5.5. Panou radiant tip STRAMAX:
1 - țeavă; 2 - lamelă din aluminiu; 3 - placă din ipsos; 4 - element de prindere; 5 - element de rezistență; 6 - izolație termică.

Panoul radiant cu țevile montate în tencuială (fig. 4.5.2) este o altă variantă de suprafață încălzitoare de plafon, țevile fiind din cupru cu diametrul de maximum 15 mm.

Țevile sunt prinse de elementul de rezistență al planșeului, iar tencuiala executată din mortar de ciment asociat cu fibre de iută (sau alte materiale) se aplică în mai multe straturi, până atinge grosimea de 30...50 mm.

Pentru a nu se produce fisuri în beton sau tencuială, este necesar ca temperatura agentului termic să nu depășească 50 °C, coeficientul de dilatare al betonului fiind practic egal cu cel al metalului.

În afara panourilor radiante cu țevile înglobate direct în elementele componente ale planșeului, se utilizează și panouri încălzitoare pentru care țevile (1/2"...1 1/2") se pot monta în spațiu dintre planșeu, grinzi și plafonul fals (fig. 4.5.3). Căldura cedată prin radiație de către țevi este dirijată de un ecran din metal polizat către tencuiala pe rabiț ce devine elementul încălzitor pentru încăpere. Agentul termic utilizat este apa caldă de 90/70 °C.

Un alt tip de panou radiant de plafon care utilizează ca agent termic aerul cald este prezentat în figura 4.5.4. Canalele de aer pot fi realizate în structura de rezistență a planșeelor sau pot fi special amenajate sub placa planșeului. Dezavantajul acestui panou constă în necesitatea rezervării unor spații mari pentru vehicularea debitelor de aer.

4.5.2.1.2 Panouri radiante aparente

Au fost imaginate și realizate și panouri radiante de plafon, aparente, detașate complet de structura de rezistență. Acestea se execută, în general, dintr-un registru din țeavă cu diametrul 1/2...3/4", pe care se prinde o lamelă din metal cu grosime de 0,50...1,25 mm, cu rolul de a mări suprafața încălzitoare. Dintre aceste panouri cele mai folosite sunt STRAMAX și FRENGER.

Panoul radiant de plafon tip STRAMAX (fig. 4.5.5) este format dintr-un

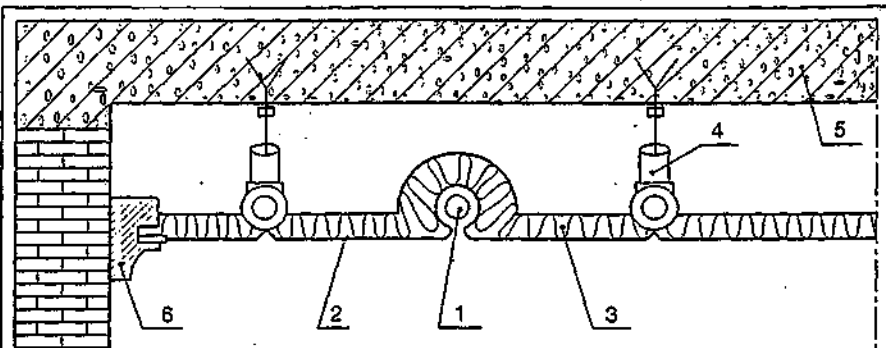


Fig. 4.5.6. Panou radiant tip FRENGER:
1 - țeavă; 2 - lamelă din aluminiu; 3 - izolație termică; 4 - element de prindere; 5 - element de rezistență; 6 - element de fixare în perete.

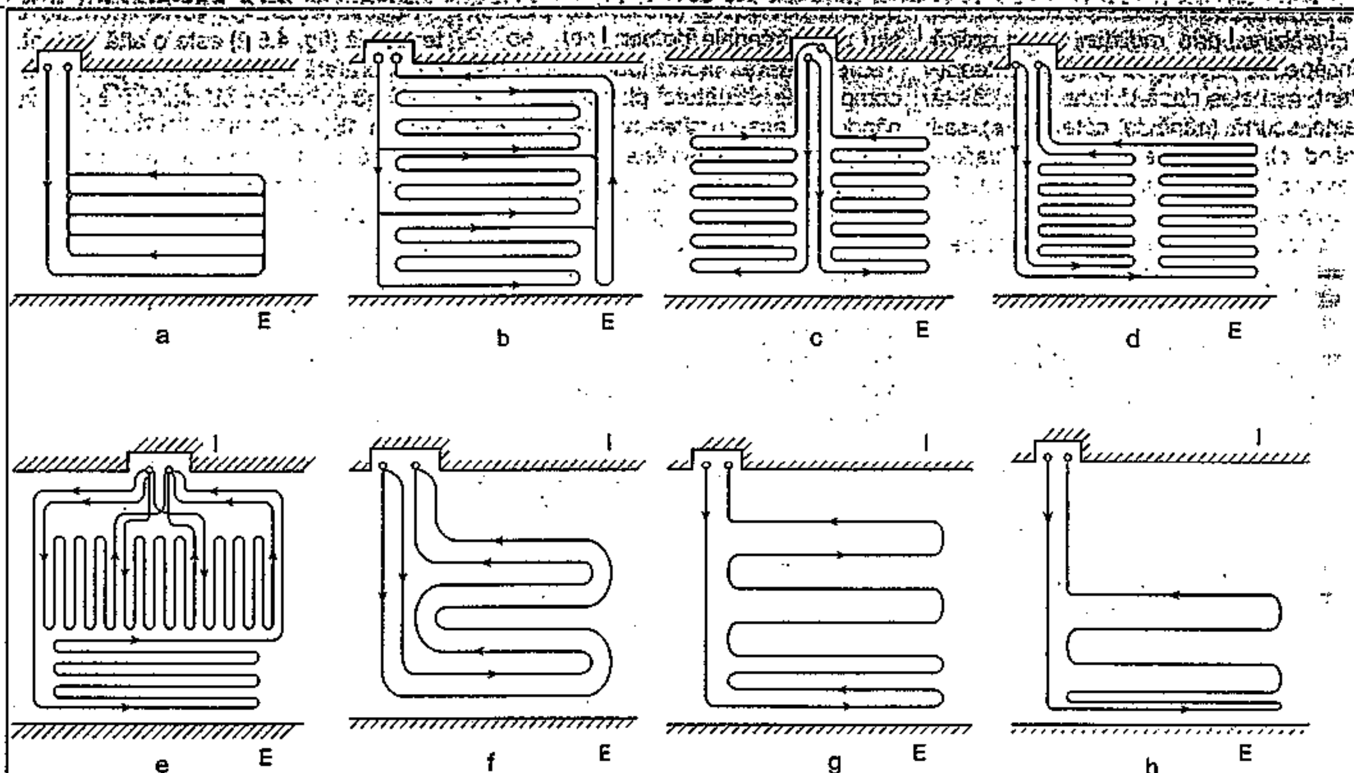


Fig. 4.5.7. Mod de amplasare a țevilor în panourile radiante de plafon:
a - serpentină cu conducte montate în paralel; b,c, d, e - serpentine cu conducte montate în serie; f - serpentine cu conducte duble; g, h - serpentine cu pasul neegal între conducte;
I - pereți interiori; E - pereți exteriori.

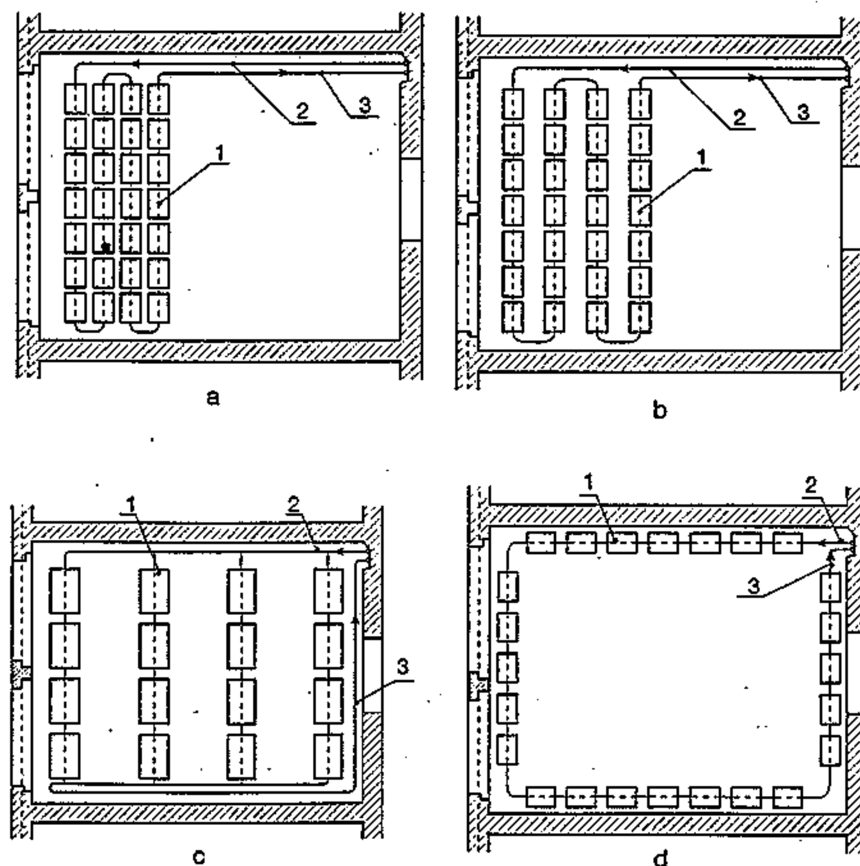


Fig. 4.5.8. Mod de amplasare a panourilor radiante cu lamele:
a și b - montare în șir continuu; c - montare în paralel; d - montare pe conturul încăperii;
1 - lamele; 2 - conducte de ducere; 3 - conducte de întoarcere.

registru de țevi prevăzut cu lamele și acoperite cu plăci prefabricate din ipsos. Lamela este executată cu tablă din aluminiu în grosime de 0,7...1,0 mm, prinsă de țevi, acoperind 2/3 din suprafața acestora.

Contactul dintre țeavă și lamelă, precum și cel dintre lamelă și tencuială trebuie să fie cât mai bine executat, pentru a permite un transfer termic cât mai bun.

Panoul radiant de plafon tip FRENGER (fig. 4.5.6) este executat dintr-un registru de țevi prevăzut cu lamele din aluminiu cu grosimea de 0,75 mm și cu dimensiunile de 625 x 625 mm, perforate sau neperforate. Țevile sunt suspendate de plafon, iar tabla din aluminiu este prinsă de țeavă cu agrafe metalice. La partea superioară a plăcii din aluminiu este prevăzut un strat de izolație termică de circa 30...50 mm. Agentul termic care circulă prin țevi este apa caldă cu temperatura de 60...70 °C.

4.5.2.1.3 Amplasarea panourilor radiante în încăperi

Forma geometrică a serpentinelor (diametrul conductei, distanța dintre conducte, lungimea și lățimea planului ocupat de serpentină) rezultă din calculele de dimensionare a suprafeței încălzitoare.

Țevile care alcătuiesc serpentinele (fig. 4.5.7) sunt, în general, executate

din oțel sau din cupru, îmbinate prin sudură sau mufe. Ele se montează fie perfect orizontal, fie cu o ușoară pantă în sensul curgerii apei. Înainte de montare, țevile sunt supuse unor probe de presiune cu aer la 40 bar, iar imediat după montare la o probă de presiune cu apă la 25 bar.

Distanța dintre țevi este cuprinsă între 100 și 500 mm și poate fi constantă sau variabilă. Astfel, în zona pereților exteriori sau a ferestrelor mari, distanța poate fi redusă pentru a realiza temperaturi ale suprafeței încălzitoare mai ridicate, respectiv fluxuri termice mai mari.

Cât privește amplasarea panourilor radiante aparente, acestea se pot monta în baterie, în șir continuu, cu spații libere sau pe conturul încăperii (fig. 4.5.8). La amplasarea lor se ține seama de posibilitatea combinării lor cu corpurile de iluminat ale încăperii.

4.5.2.2 Încălzirea prin pardoseală

Din punct de vedere constructiv, încălzirea prin pardoseală este similară încălzirii prin plafon, cu deosebirea că montarea conductelor se face la partea superioară a pardoselii, având izolarea termică la partea inferioară.

Din cauza contactului direct dintre talpa piciorului și suprafața încălzitoare a pardoselii, temperatura acesteia trebuie limitată la 25...30 °C pentru încăperile în care omul circulă încălțat, neputând depăși 25 °C pentru încăperile unde omul umblă desculț (băi, piscine etc).

La încălzirea prin pardoseală țevile sunt montate fie direct în elementul de rezistență, fie într-unul din straturile componente ale pardoselii.

Panourile radiante se pot executa cu țevi metalice (oțel, cupru) sau din material plastic. Temperatura agentului termic este de maximum 55...60 °C, putând coborî până la 35...40 °C.

Acest sistem de încălzire aparține domeniului de temperatură joasă, putând utiliza căldura și din instalațiile cu pompe de căldură, instalațiile de recuperare a căldurii și chiar din instalațiile solare.

Sistemul de încălzire prin pardoseală este preferat celui de plafon, în special, datorită realizării unei suprafețe calde și uniforme a pardoselii, îmbunătățind substanțial confortul termic.

Încălzirea prin pardoseală este recomandată a se utiliza la încăperi:

- lipsite total de mobilier sau cu mobilier redus;
- cu necesar redus de căldură (ceea ce implică o rezistență termică a elementelor de construcții exterioare de 2...4 m²·K/W) pentru a nu utiliza un sistem de încălzire suplimentar;
- în care temperatura mai ridicată a pardoselii este cerută de destinația acesteia (băi publice, piscine etc).

De asemenea, încălzirea prin pardoseală este mai utilizată și la încălzirea holurilor și foaierelor care nu necesită mobilier pe suprafețe mari.

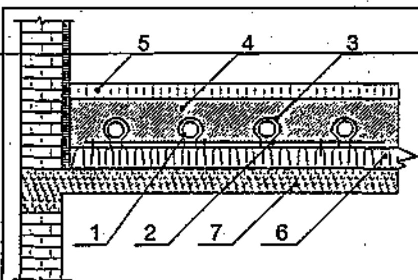


Fig. 4.5.9. Panou radiant de pardoseală realizat prin metoda „umedă":
1 - țevi; 2 - schelet metalic;
3 - colier metalic; 4 - strat din beton;
5 - pardoseală finită; 6 - izolație termică;
7 - placă din beton armat.

4.5.2.2.1 Panouri radiante de pardoseală

Executarea unui panou radiant de pardoseală se poate realiza prin două metode: „umedă" și „uscată".

În cazul metodei „umede", țevile sunt prinse cu un colier de un schelet metalic, după care sunt acoperite cu un strat din beton în grosime de 50....60 mm (fig. 4.5.9).

Soluția prezintă avantajul că schimbul de căldură prin conducție între țevi și stratul din beton este foarte bun. Stratul de izolație executat cu plăci din polistiren joacă și rolul de izolație fonică.

Pentru protejarea plăcii de izolație termică contra umezelii se prevede deasupra acesteia un strat termoizolant.

Metoda „uscată" constă în montarea țevilor direct într-o placă din polistiren prevăzută cu nervuri (fig. 4.5.10), placa având rolul și de izolație termică.

Țevile sunt acoperite cu dale din beton, plăci ceramice sau din ipsos, cu grosimea de 40...50 mm, toate prefabricate. Acest tip de panou radiant prezintă marele avantaj că se poate executa mult mai rapid, iar în caz de defecțiuni remedierile se pot face mult

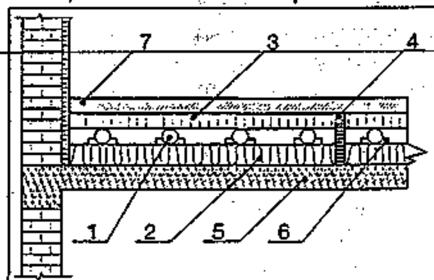


Fig. 4.5.10. Panou radiant de pardoseală realizat prin metoda „uscată":
1 - țevi; 2 - placă izolantă; 3 - placă mobilă; 4 - compensator elastic de dilatare; 5 - placă din beton armat;
6 - nervuri; 7 - pardoseală finită.

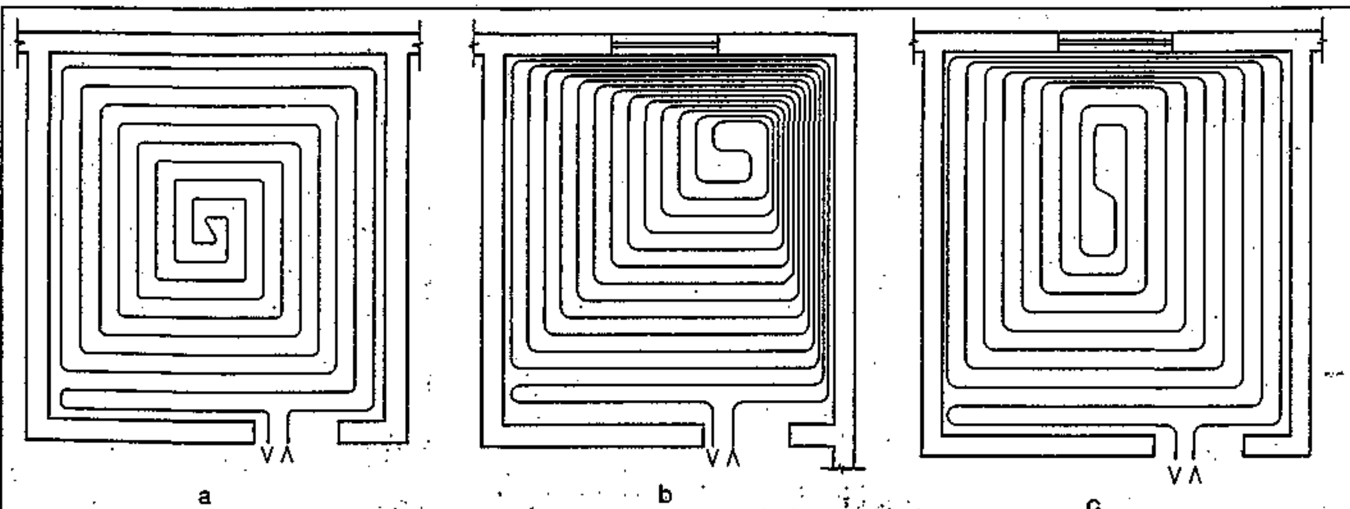


Fig. 4.5.11. Montarea serpentinelor în spirală dublă:
a - pozarea cu densitate de așezare constantă; b - pozarea cu densitate de așezare mărită de-a lungul a doi pereți exteriori; c - pozarea cu densitate de așezare mărită de-a lungul unui perete exterior.

mai ușor.

Țevile utilizate la realizarea panourilor radiante de pardoseală sunt în proporție de aproape 100 % din materiale plastice. Ele înlocuiesc cu succes țevile metalice (oțel, cupru) deoarece în ultimii ani s-au îmbunătățit foarte mult performanțele lor legate de rezistența la șocuri și la presiuni ridicate, la variații de temperatură, flexibilitatea și durata de viață (peste 50 de ani). Dimensiunile țevilor sunt cuprinse între 16 x 2 și 20 x 2 mm. Cele mai utilizate sunt: țevile executate din polipropilenă, polietilenă reticulară, polietilenă (cap.6.6).

4.5.2.2.2 Amplasarea panourilor în încăperi

Montarea țevilor în planul încăperii poate fi făcută în diferite moduri: serpentină, spirală dublă și mixtă.

Montarea în serpentină (fig. 4.5.7) prezintă dezavantajul că suprafața pardoselii este supusă unei variații mari de temperatură. De aceea, în acest caz, pentru a obține o repartizare uniformă a temperaturii, este necesară montarea țevilor ducere/întoarcere una lângă alta. În zonele periferice, aproape de pereții exteriori sau ferestrele exterioare, se recomandă ca distanța dintre țevi să fie mai mică, permițând astfel creșterea puterii termice a suprafeței încălzitoare.

Montarea în spirală dublă (fig. 4.5.11) constă în montarea țevilor de ducere/întoarcere în paralel, obținându-se astfel o temperatură cât mai uniformă a suprafeței pardoselii.

Și în acest caz, în zonele mai reci ale încăperilor, pentru a crește fluxul de căldură cedat de panoul încălzitor este necesară micșorarea pasului dintre țevi.

Montarea mixtă (fig. 4.5.12) constă dintr-o combinație a celor două variante expuse mai sus.

4.5.2.3 Executarea panourilor radiante

Panourile radiante de plafon sau pardoseală impun o anumită tehnologie de execuție, atât în ceea ce privește operațiile preliminare de pregătire a încăperilor cât și executarea propriu-zisă a panourilor.

4.5.2.3.1 Panouri radiante–metoda „umedă"

Pentru executarea unui panou radiant de pardoseală cu țevi din material plastic, operațiile sunt, în general, următoarele:

- pregătirea suprafeței de suport care trebuie să fie orizontală, fără denivelări; se recurge la acoperirea suprafeței cu un strat subțire (5...10 mm) de ciment sau ipsos;
- izolarea termică periferică, în lungul pereților, și a tuturor elementelor verticale care vin în contact cu panourile radiante; această izolație periferică se realizează cu ajutorul unei benzi izolatoare din polietilenă etanșă la apă, care se fixează pe pereți prin simplu contact (fig. 4.5.13);
- montarea dalelor izolatoare termofonice pe suprafața pardoselii, bucată

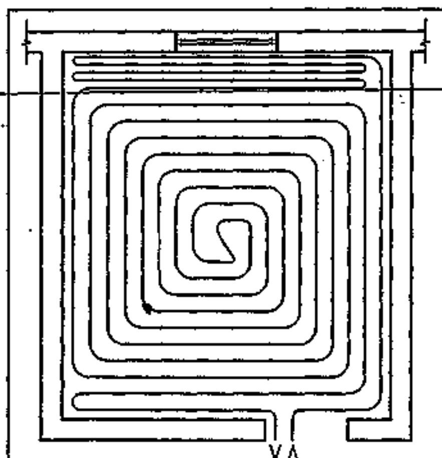


Fig. 4.5.12. Montarea serpentinelor în varianta mixtă.

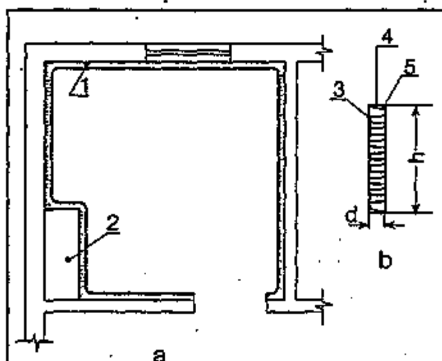


Fig. 4.5.13. Izolarea termică periferică:
a - plan; b - detaliu bandă izolatoare;
1 - bandă izolatoare verticală;
2 - șemineu; 3 - film de protecție;
4 - strat din polietilenă; 5 - față adezivă + film de protecție (d = 5 ... 8 mm).

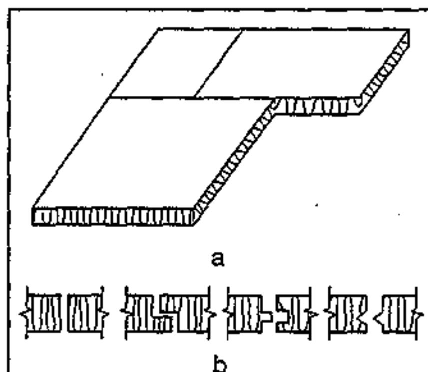


Fig. 4.5.14. Montarea dalelor termofonice:
a - mod de așezare a dalelor izolatoare; b - posibilități de prindere a dalelor izolatoare între ele.

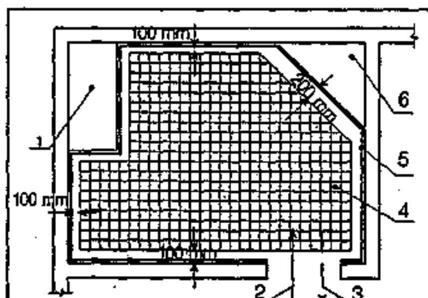
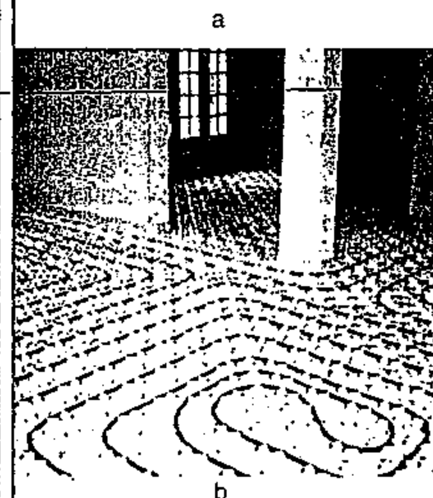


Fig. 4.5.15. Zona de montare a țevilor:
1 - suprafața ocupată; 2 - conductă ducere; 3 - conductă întoarcere; 4 - zona țevilor; 5 - bandă izolatoare; 6 - zonă cu foc deschis.



a



b

Fig. 4.5.16. Montarea țevilor pe suprafața pardoselii:
a - operația de montare; b - pardoseala după operația de montare.



Fig. 4.5.17. Montarea plasei de sârmă.

cu bucată (fig. 4.5.14); prinderea între ele se face prin lipire;

- prevederea unor rosturi de dilatare între dalele izolatoare (fig. 4.5.10) atunci când:
  - lungimea acestora este mai mare de 8 m;
  - suprafața depășește 40 m²;
  - conturul suprafeței prezintă schimbări de direcție accentuate;
  - raportul laturilor este mai mare de 2:1;
- stabilirea zonei de montare a țevilor, respectând distanțele impuse de elementele componente ale camerei (pereți, suprafețe acoperite, șemineuri cu foc deschis etc) (fig. 4.5.15);
- montarea țevilor pe suprafața dalelor izolatoare, care se face începând din zona pereților spre centrul încăperii; distanța dintre țevi este impusă de soluția adoptată: serpentină sau spirală dublă (fig. 4.5.16);
- montarea unei plase de sârmă cu ochiuri de 100 x 100 mm peste dalele izolatoare (fig. 4.5.17) și prinderea acesteia de conducte, cu coliere de sârmă;
- acoperirea întregii suprafețe a pardoselii cu un strat gros de 40...50 mm mortar de ciment cu nisip;
- realizarea suprafeței finite a pardoselii în funcție de destinația încăperii: pardoseală caldă (parchet, mochetă etc.) sau rece (marmură, plăci de ceramică etc.) figura 4.5.18.

4.5.2.3.2 Panouri radiante–metoda „uscată"

Operațiile de execuție prin metoda „uscată" sunt, în general, cele de la § 4.5.3.2.1, cu singura deosebire că acoperirea dalelor izolatoare și a conductelor se face cu plăci prefabricate din beton sau ipsos, peste care se toarnă un strat de 10-20 mm șapă de ciment pentru egalizarea suprafeței.

4.5.2.4 Racordarea la rețeaua de distribuție

Legătura țevilor care alcătuiesc suprafața panoului radiant (planșeu sau pardoseală) se face prin intermediul unor racorduri de tip distribuitor-colector.

Distribuitorul și colectorul (fig. 4.5.19b) sunt prevăzute cu racordurile, robinetele și elementele de reglare necesare asigurării unei bune repartizări a debitelor de căldură în rețeaua de conducte a panourilor.

Montarea lor se face într-o carcasă metalică (fig. 4.5.19a) la 500...700 mm de pardoseală, într-o firidă.

Distribuitorul și colectorul sunt executate dintr-un aliaj de cupru 60 % și zinc 40 %, evitându-se astfel riscul corodării în timp.

Distribuitorul (fig. 4.5.20a) cuprinde ștuțurile de racord la țevile panoului pe care sunt montate robinetele de închidere și organele de echilibrare, termometre, robinetul de dezaerisire, robinetul de golire și de racord la rețeaua de distribuție.

Colectorul (fig. 4.5.20 b) cuprinde ștuțurile de racord la țevile panoului pe care sunt montate robinetele de închidere și robinetele termostatice, termometre, robinetul de dezaerisire, debitmetrul, robinetul de golire și de racord la rețeaua de distribuție.

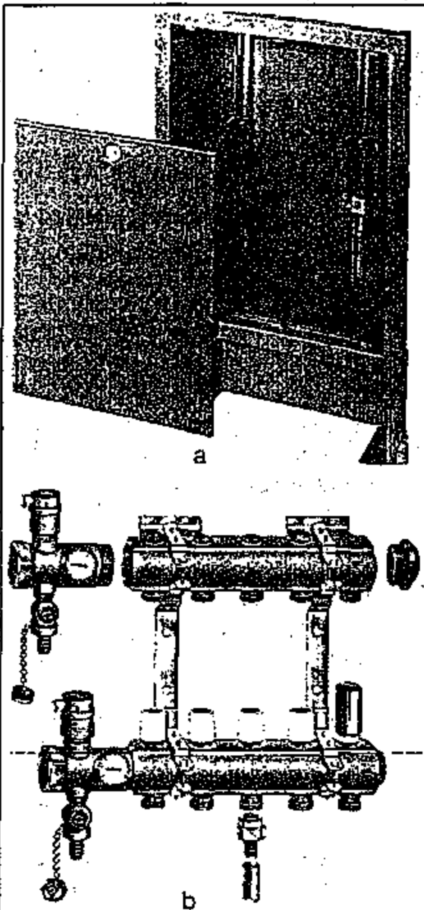


Fig. 4.5.19. Montarea ansamblului distribuitor-colector:
a - cutia metalică;
b - poziționarea distribuitor-colector.

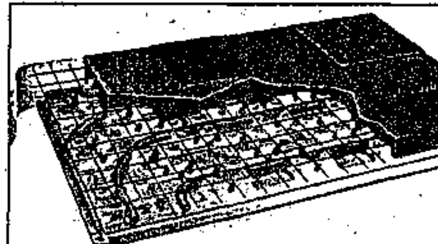


Fig. 4.5.18. Realizarea suprafeței finite a pardoselii.

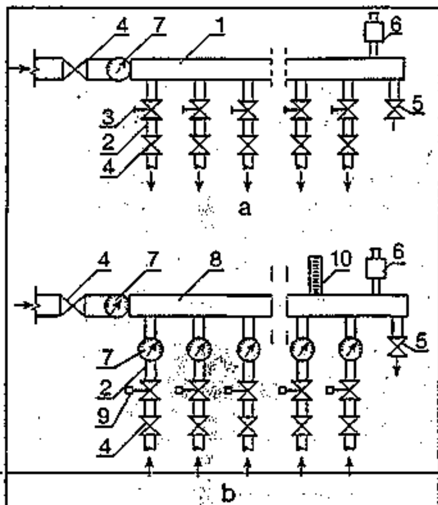


Fig. 4.5.20. Elemente componente ale distribuitorului și colectorului:
a - distribuitor; b - colector;
1 - corpul distribuitorului; 2 - racord; 3 - robinet de reglare; 4 - robinet de închidere; 5 - robinet de golire; 6 - robinet de dezaerisire; 7 - termometru; 8 - corpul colectorului; 9 - robinet termostatic; 10 - debitmetru.

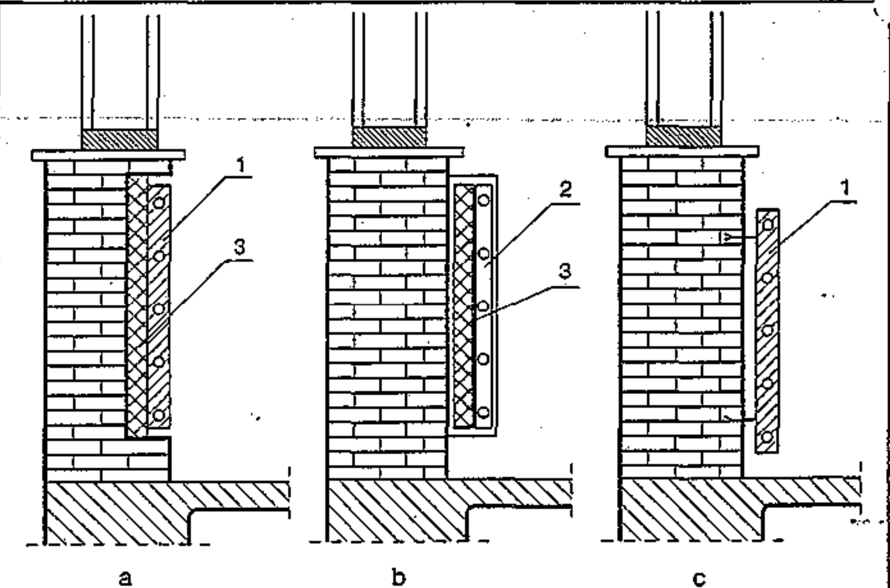


Fig. 4.5.21. Panouri radiante de perete:
a - panou din beton înglobat în perete; b - panou din beton amplasat la fața peretelui; c - panou din metal montat la fața peretelui;
1 - panou din beton; 2 - panou din metal; 3 - izolație termică.

4.5.2.5 Încălzirea cu panouri montate în perete

Acest sistem de încălzire prin radiație este utilizat destul de rar ca soluție de bază datorită eficienței scăzute (transferul termic prin convecție și radiație au ponderi aproape egale). De aceea se recomandă a fi utilizat ca sistem complementar al încălzirii prin radiație de plafon sau de pardoseală (dacă nu este acoperit necesarul de căldură) sau când se impune ridicarea temperaturii superficiale a pereților.

Ca și la încălzirea prin plafon sau pardoseală, în varianta încălzirii prin perete, panourile pot fi montate în interiorul sau la fața elementelor de construcții, de preferat pe pereții exteriori și sub ferestre.

Temperatura suprafeței încălzitoare poate atinge valori de 70 °C, fără a crea disconfort.

Se pot folosi serpentine cu țeavă din oțel având diametrul de 1/2 sau 3/4", îngropate într-o placă din beton cu grosimea de 50...60 mm (fig. 4.5.21 a), în spatele căreia se montează un strat corespunzător de izolație termică (de exemplu, 50...60 mm de polistiren). Același tip de panou poate fi montat și în fața peretelui (fig. 4.5.21 b).

De asemenea, se execută panouri radiante din metal (fig. 4.5.21 c) formate dintr-o serpentină cu țeavă din oțel, prinsă pe o placă metalică cu grosimea de 1...1,5 mm.

Aceste panouri se montează aparent la fața peretelui, asigurându-se, de asemenea, o izolație termică corespunzătoare.

Unele tipuri de panouri au două suprafețe de cedare a căldurii, adică au serpentine montate între cele două plăci metalice. În acest caz panoul poate fi montat în fața peretelui, ca un radiator.

Panourile radiante din beton sau metalice se montează până la 1500 mm de la pardoseală, în fața peretelui sau în nișe special amenajate.

4.5.2.6 Scheme de alimentare cu căldură

Instalațiile de încălzire prin radiație de temperatură joasă funcționează, în principal, cu apă caldă cu circulație prin pompare.

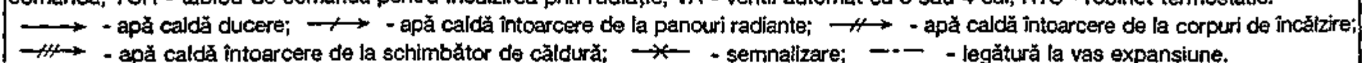
Schemele de alimentare cu căldură depind, în general, de natura consumatorilor și a corpurilor de încălzire. Se pot distinge trei scheme de distribuție:

- preparare și distribuție a căldurii numai pentru încălzirea prin radiație de temperatură joasă;
- preparare și distribuție a căldurii pentru încălzirea prin radiație de temperatură joasă și încălzirea cu corpuri

Fig. 4.5.22. A. Scheme de alimentare cu căldură:

a - varianta pentru încălzire numai prin radiație; b - varianta în combinație cu încălzirea cu corpuri de încălzire; c - varianta în combinație cu încălzirea cu corpuri de încălzire și prepararea apei calde de consum; d - varianta cu stație compactă tip LAING;

1 - cazan; 2, 6, 8, 16 - pompe de circulație; 3 - vas de expansiune închis; 4 - distribuitor apă caldă; 5 - colector apă caldă; 7 - corp de încălzire; 9 - schimbător de căldură; 10 - butelie de egalizare a presiunii; 11 - panouri radiante; 12 - stație compactă compusă din: 12a-schimbător de căldură și 12b-pompă de circulație; 13 - comutator electronic; 14 - vas de expansiune închis; 15 - ventil de reglare automat; R - regulator automat; RT - regulator de temperatură; TE - termometru exterior; TI - termostat interior; SCD - stație compactă cu dulap; TC - tablou de comandă; TCR - tablou de comandă pentru încălzirea prin radiație; VA - ventil automat cu 3 sau 4 căi; RTS - robinet termostatic.



de încălzire;

- preparare și distribuție a căldurii pentru încălzirea prin radiație de temperatură joasă, încălzirea cu corpuri de încălzire și prepararea apei calde de consum.

4.5.2.6.1 Schema de distribuție pentru încălzirea numai prin radiație

Varianta preparării apei calde numai pentru asigurarea încălzirii prin radiație este prezentată în figura 4.5.22 A, a. Schema a fost concepută astfel încât să poată funcționa cu apă caldă cu temperatură constantă la cazan și posibilitatea de asigurare a parametrilor de lucru ai agentului termic prin amestecul realizat cu ventilul automat cu 4 căi, sub comanda termometrului exterior TE; temperatura de lucru a apei calde este asigurată de regulatorul de temperatură RT de pe conducta de ducere. Tabloul de comandă montat pe cazan asigură întregul proces de funcționare a instalației.

Schema din figura 4.5.22 A, a se poate simplifica, renunțând la ventilul cu 4 căi; temperatura apei calde de lucru pentru panourile radiante se fixează la cazan în funcție de temperatura exterioară indicată de termometrul TE.

4.5.2.6.2 Schema de distribuție a încălzirii prin radiație în combinație cu încălzirea cu corpuri de încălzire

Schema din figura 4.5.22 A, b este o completare a variantei descrise la 4.5.2.6.1 la care s-a adăugat și o instalație de încălzire cu corpuri de încălzire. Schema prezintă următoarele particularități:

- la cazan se prepară apă caldă la parametrii solicitați de instalația cu corpuri de încălzire; reglarea temperaturii este asigurată de tabloul de comandă existent la cazan, în funcție de condițiile exterioare (termometrul TE);
- la panourile radiante se asigură agentul termic corespunzător prin intermediul ventilului automat cu 4 căi, realizându-se amestecul de apă din conductele de ducere și întoarcere; comanda este asigurată de regulatorul automat R, în funcție de condițiile interioare (termostatul TI).

4.5.2.6.3 Schema de distribuție pentru încălzire prin radiație, încălzire cu corpuri de încălzire, preparare apă caldă de consum

O variantă de schemă de preparare și distribuție a agenților termici către 3 consumatori care solicită apă caldă la parametrii diferiți este prezentată în figura 4.5.22 A, c. Schema prezintă particularitățile:

- la cazan se prepară apă caldă la parametrii maximi și prin intermediul bateriei de egalizare a presiunii se face repartizarea la cei trei consumatori (panouri radiante, corpuri de încălzire și schimbător de căldură);
- parametrii apei calde solicitate de consumatorii sezonieri (panourile radiante, corpurile de încălzire) sunt asigurați prin amestecul apei calde din conductele de ducere și întoarcere, prin intermediul ventilelor automate cu 3 căi; comanda este asigurată de regulatoarele automate R, în funcție de condițiile interioare (termostatele TI);
- parametrii apei calde solicitați de schimbătorul de căldură corespund celor preparați la cazan; comanda este asigurată de tabloul de comandă existent pe cazan.

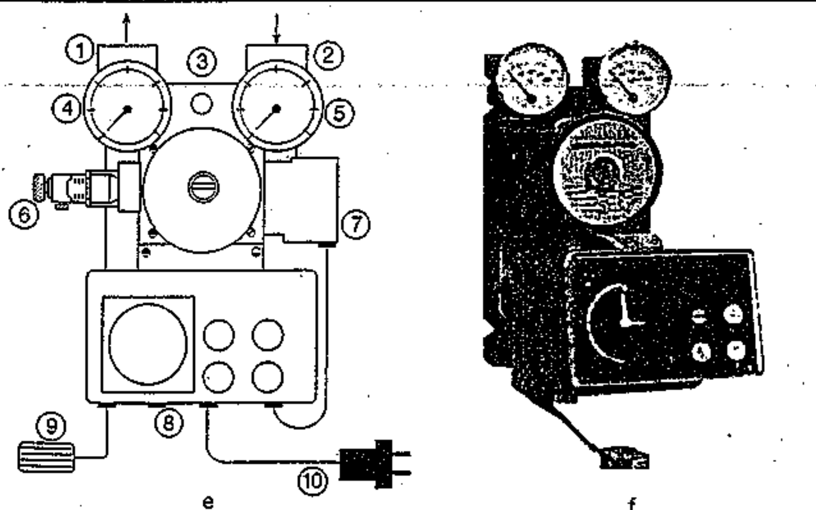


Fig. 4.5.22 B – Stația compactă tip Tc 2000-emcal:
e - schema stației; f - vedere;
1 - racord conductă ducere; 2 - racord conductă întoarcere; 3 - punct de fixare a stației pe perete; 4 - termometru pe conducta de ducere; 5 - termometru pe conducta de întoarcere; 6 - ventil de reglare a presiunii; 7 - pompa de circulație; 8 - reglare încălzire; 9 - racord de legătură cu instalația; 10 - racord electric.

4.5.2.6.4 Scheme de alimentare cu stații compacte

Schema unei instalații de preparare și distribuție a agentului termic pentru doi consumatori: încălzirea cu corpuri de încălzire și încălzirea prin radiație cu panouri de pardoseală este prezentată în figura 4.5.22 A, d. Particularitatea schemei constă în aceea că alimentarea cu agent termic a consumatorului de căldură pentru încălzirea prin pardoseală se face prin intermediul unei stații compacte, compusă dintr-o pompă și un schimbător de căldură.

Întregul echipament de distribuție alcătuit din distribuitor-colector precum și stația compactă formează un tot unitar care poate fi montat într-o carcasă metalică și amplasat într-o nișă special amenajată. În cazul în care există numai consumatorul de încălzire prin radiație, în carcasa metalică se poate amplasa și vasul de expansiune deschis sau închis.

Soluția cu pompă și schimbător de căldură este patent al firmei germane LAING și prezintă ca principal avantaj rezolvarea cu maximă siguranță a problemei difuziei de oxigen în sistemele de încălzire prin radiație de pardoseală prevăzute cu tuburi flexibile. Prin separarea completă a celor două circuite (cel al cazanului de cel al pardoselii), oxigenul difuzat prin pereții țevilor de plastic este în totalitate separat de elementele corodabile ale circuitului primar (cazan, radiator). În afara acestui avantaj, soluția mai prezintă și alte caracteristici:

- asigură pentru agentul termic circulat parametrii de temperatură și debit diferiți de cei ai cazanului fără a utiliza instalații auxiliare;
- asigură o reglare simplă și sigură;
- la circuite primare cu presiune ridicată (pentru clădiri cu sistem de încălzire racordat direct la centrala termică) se poate realiza un sistem de încălzire prin radiație de pardoseală la o presiune relativ scăzută.

Un alt tip de stație compactă, patent al firmei germane TC 2000 - emcal, este prezentată în figura 4.5.22 B. Se compune dintr-o pompă de circulație cu turație variabilă, un ventil cu 4 căi și un tablou de comandă cu posibilități de reglare a parametrilor agentului termic și de programare (manual sau automat) a funcționării instalației.

4.5.2.7 Dimensionarea instalațiilor

Având în vedere particularitățile pe care le prezintă instalațiile de încălzire prin radiație, calculul de dimensionare impune în primul rând cunoașterea:

- caracteristicilor constructive ale încăperii (suprafața plafonului, pardoselii sau pereților), naturii straturilor

componente ale elementelor de construcții care urmează a îngloba elementele de încălzire (țevi, panouri, canale de aer etc), poziției mobilierului fix din încăpere;

- caracteristicile termice ale încăperii (temperatura interioară și pierderile de căldură);
- caracteristicile constructive ale panourilor radiante (tipul de panou, temperatura medie și maximă admisibilă, agentul termic utilizat etc).

Calculul de dimensionare cuprinde următoarele etape:

- calculul suprafeței de încălzire a panourilor radiante;
- calculul pierderilor de sarcină prin serpentinele panourilor radiante;
- stabilirea caracteristicilor constructive ale distribuitorului și colectorului;
- calculul hidraulic al rețelei de conducte din instalație.

4.5.2.7.1 Caracteristicile termice ale panourilor radiante

Stabilirea acestora se face pe cale teoretică, verificată și corectată pe cale experimentală și prin măsurări.

Pentru calculele practice se folosesc nomograme care țin seama de toți factorii de bază ce contribuie la determinarea caracteristicilor termice ale panourilor.

4.5.2.7.1.1. Panouri de plafon cu conductele înglobate în elementele de construcții

Nomogramele pentru determinarea caracteristicilor termice ale unui panou cu conductele înglobate în beton armat (tip CRITTALL) sau în tencuială de ciment cu rabiț, agentul termic utilizat fiind apa caldă, sunt prezentate în figura 4.5.23).

Panourile prezintă următoarele caracteristici:

- conductele sunt din oțel cu diametrul de 1/2";
- coeficienții de transfer termic pentru straturile de deasupra conductelor χ_b = 0,58...1,74 W/m²·K;
- grosimea straturilor de sub conducte c = 20 mm;
- temperatura interioară a celor două medii separate de panou este $t_i = t_i'$ = + 18 °C.

Nomograma poate fi utilizată astfel:

- în funcție de temperatura medie a apei calde t_{ag} și distanța l (pasul) dintre țevi, se obțin valorile fluxului termic q_p cedat de panou zonei inferioare și temperatura medie θ_p a panoului. De exemplu: pentru panoul din figura 4.5.23a, alegând temperatura t_{ag} = 50 °C și distanța l = 20 cm, se obține un panou cu θ_p = 36 °C care cedează un flux de căldură unitar q_p = 141 W/m²;
- în funcție de temperatura medie a panoului θ_p și alegând distanța l dintre țevi, se pot obține valorile fluxului termic q_p și temperatura medie a agentului termic. De exemplu: pentru θ_p = 38,5 °C și l = 10 cm, la un panou cu țevile montate în rabiț se obține t_{ag} = 45 °C și q_p = 162 W/m²;
- în funcție de temperaturile medii t_{ag} sau θ_p și coeficienții de transfer termic χ_b se pot obține și fluxurile unitare q'_p, cedate de panouri zonei superioare. De exemplu: pentru θ_p = 36 °C și χ_b = 1,16 W/m²·K rezultă q_p' = 24 W/m².

În cazul în care panourile radiante separă două încăperi cu temperaturi diferite $t_i \neq t_i'$, valorile temperaturilor medii θ_p și θ_p' și fluxurile termice unitare q_p și q_p' se pot calcula cu relațiile:

$$\theta_p = t_i + \frac{\chi_c}{\alpha_p}\left[\eta(t_{ag} - t_i) - k_b(l-\eta)(t_i - t_i')\right] \quad [°C] \tag{4.5.1}$$

$$\theta_p' = t_i + \frac{\chi_b}{\alpha_p'}\left[\eta(t_{ag} - t_i) + k_b(l-\eta)(t_i - t_i')\right] \quad [°C] \tag{4.5.2}$$

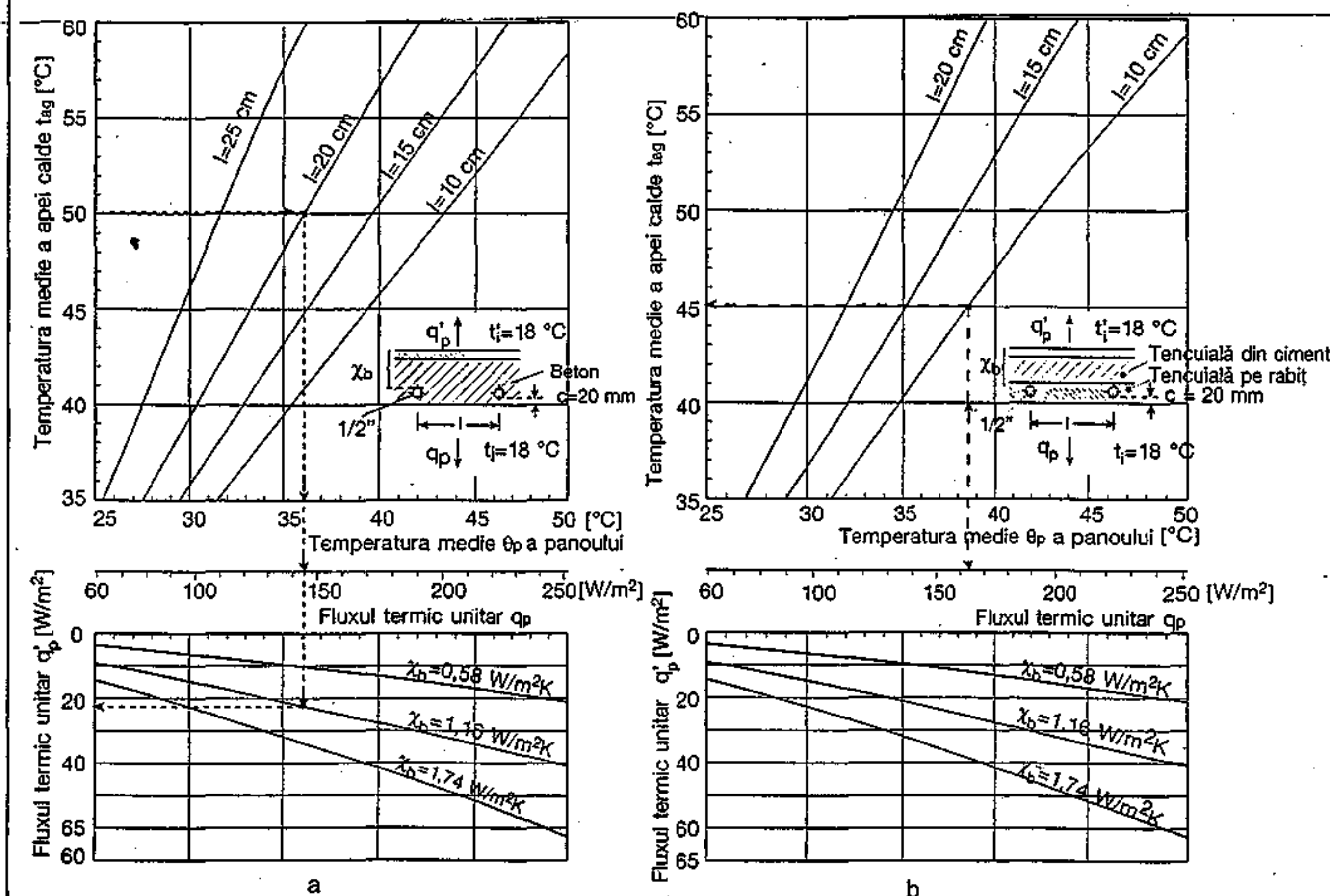


Fig. 4.5.23. Caracteristicile termice ale panourilor cu conducte din oțel montate în elementul de construcții:
a - conducte montate în beton;
b - conducte montate în tencuială de mortar din ciment și rabiț.

$$q_p = \chi_c\left[\eta\left(t_{ag}-t_i\right)-k_b\left(l-\eta\right)\left(t_i-t_i'\right)\right] \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4.5.3)$$

$$q_p' = \chi_b\left[\eta\left(t_{ag}-t_i\right)-k_b\left(l-\eta\right)\left(t_i-t_i'\right)\right] \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4.5.4)$$

Considerând panoul radiant din figura 4.5.24, în relațiile de mai sus s-au făcut următoarele notații:

t_i, t_i' - temperaturile aerului din cele două medii separate de panoul radiant [°C];

t_{ag} - temperatura medie a agentului termic [°C];

α_p, α_p' -coeficienții de transfer de căldură la suprafețele panoului radiant, ale căror valori sunt date în tabelul 4.5.2 [W/m²·K];

χ - coeficientul parțial de transfer termic (figura 4.5.24) [W/m²·K], ale cărui valori se pot calcula cu relațiile:

- pentru zona inferioară a panoului

$$\chi_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p}+\sum_{i=1}^{n}\frac{c_i}{\lambda_i}} \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]} \quad (4.5.5)$$

- pentru zona superioară a panoului

$$\chi_b = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p'}+\sum_{i=1}^{n}\frac{b_i}{\lambda_i}} \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]} \quad (4.5.6)$$

η - coeficient a cărui valoare este dată de

$$\eta = \frac{tgh\cdot\left(m\cdot\frac{l-d}{2}\right)}{m\cdot\frac{l-d}{2}} \quad (4.5.7)$$

iar

$$m = \sqrt{\frac{\lambda_c+\lambda_b}{\lambda_d\cdot d}} \quad (4.5.8)$$

λ_d - conductivitatea termică a materialului din care este executată țeava de diametru exterior d din panoul radiant [W/m·K];

k_b - coeficient adimensional calculat cu relația

$$k_b = \frac{\chi_b}{\chi_b+\chi_c} \quad (4.5.9)$$

Atât nomogramele din figura 4.5.23 cât și relația 4.5.3 stabilesc valorile fluxurilor termice q_p emise de panourile radiante în zona activă corespunzătoare suprafeței serpentinelor, neglijându-se fluxurile termice cedate de marginile din afara acestora. Notând cu δ raportul dintre fluxul termic unitar q_e cedat de suprafețele de margine și fluxul termic unitar q_p cedat de panoul propriu-zis, fluxul termic unitar real cedat de panou este:

$$q_{pr} = (1+\delta)\cdot q_p \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4.5.10)$$

Valorile raportului $\delta = q_e/q_p$ sunt date în nomograma din figura 4.5.25, în funcție de perimetrul P al suprafeței active, raportat la suprafața acesteia S_p și distanța l dintre conducte.

4.5.2.7.1.2 Panouri de plafon cu conductele montate în spațiul de aer

În nomogramele din figurile 4.5.26 și 4.5.27 se dau caracteristicile termice ale unui panou radiant de plafon cu conductele încălzitoare montate în spațiul de aer sub elementul de rezistență.

Primul panou (fig. 4.5.26) este executat din țevi cu diametrul de 1/2" montate direct pe o placă metalică (oțel sau aluminiu). Grosimea stratului de aer a = 50 mm.

Cel de-al doilea panou radiant (fig. 4.5.27) este executat din țevi cu diametrul de 3/4" montate într-un spațiu de aer având la partea inferioară o placă de oțel cu grosimea de δ = 0,75 mm.

4.5.2.7.1.3 Panouri de plafon cu lamele

În nomograma din figura 4.5.28 a se dau caracteristicile unui panou radiant executat din țevi din oțel prevăzute cu lamele de 1 mm grosime

În figura 4.5.28 b este prezentată nomograma pentru stabilirea fluxurilor termice q_{pm}' și q_{pm}'' cedate de zona dintre panouri și zona de margine a panourilor.

4.5.2.7.1.4 Panouri de pardoseală cu conducte flexibile

În nomogramele din figurile 4.5.29, 4.5.30, 4.5.31 și 4.5.32 se dau caracteristicile termice ale panourilor radiante de pardoseală cu conducte flexib. tip TERMCONCEPT TC-2000.

Panourile radiante sunt executate din țevi flexibile (polietilenă), având dimensiunile 17 x 2 mm, montate pe o placă din polistiren cu grosimea de 35 mm. Grosimea șapei de ciment este de circa 65 mm, iar suprafața finită a

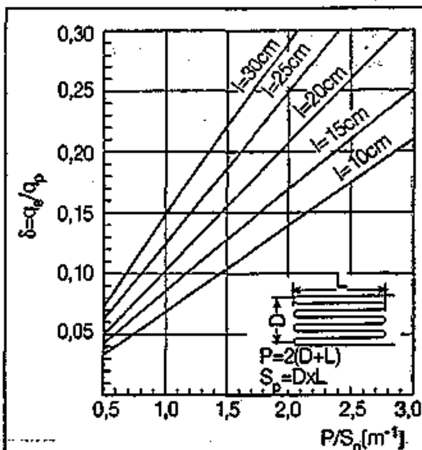


Fig. 4.5.25. Calculul raportului δ.

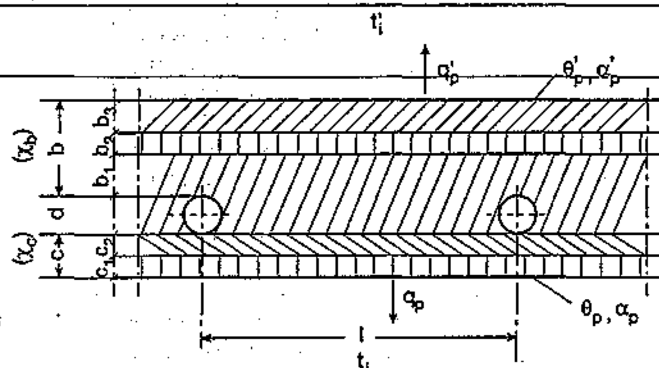


Fig. 4.5.24. Schema panoului radiant de plafon cu conducte înglobate pentru determinarea caracteristicilor termice:

b - grosimea stratului de material de deasupra conductei (b1, b2 și b3 - grosimile straturilor componente); c - grosimea stratului de material de sub conducte (c1 și c2 - grosimile straturilor componente); d - diametrul exterior al conductei.

Tabelul 4.5.2 Valorile coeficienților de transfer de căldură la suprafețele panoului radiant pentru o temperatură a mediului ambiant t_i=18...20°C

Temperatura medie, θ_p, a panoului radiant [°C]	α_p și α'_p [W / m²·K]		
	Panouri de perete	Panouri de plafon	Panouri de pardoseală
25	9,1	7,1	10,1
30	9,8	7,6	11,0
35	10,2	7,9	11,6
40	10,7	8,3	12,2
45	11,0	8,6	—
50	11,4	9,1	—
60	12,2	—	—

pardoselii poate fi rece sau caldă.

Valorile fluxurilor termice unitare se obțin în funcție de ecartul de temperatură $\Delta t = t_m - t_i$ sau $\Delta t = [(t_d+t_r)/2] - t_i$ și distanța l dintre țevi: 80, 160, 250 și 330 mm. De asemenea, se are în vedere și rezistența termică χ_b a straturilor componente de deasupra țevilor încălzitoare (șapă de ciment, marmură, gresie, parchet...).

Nomogramele mai cuprind și temperaturile admisibile θ_p ale pardoselii în funcție de temperatura interioară t_i a încăperilor precum și temperatura admisibilă θ_p a pardoselii pentru zona de contur.

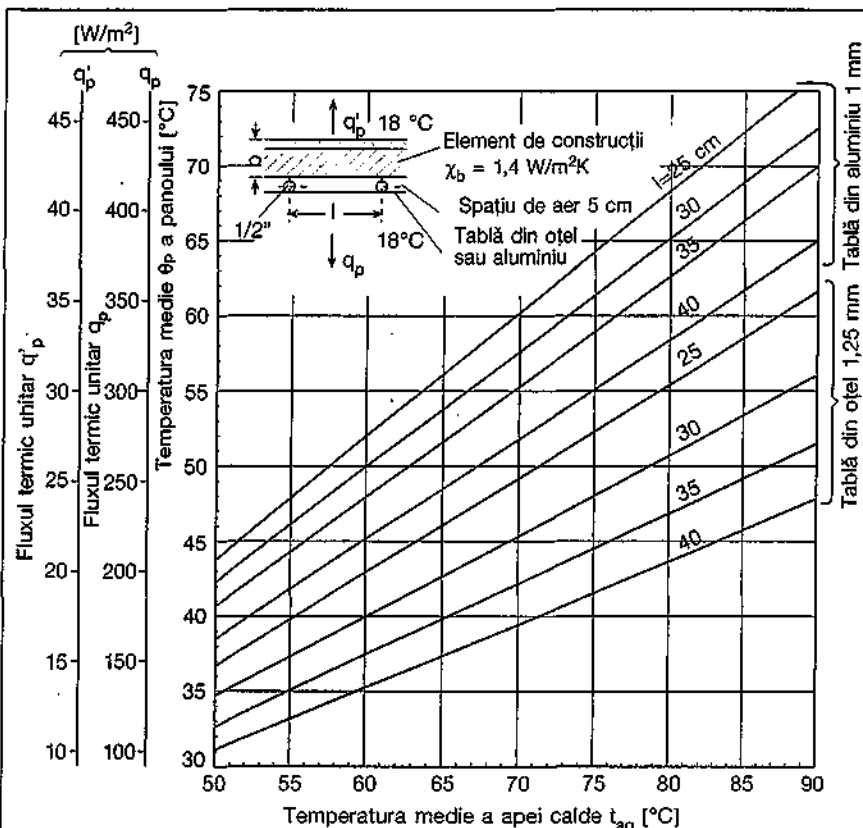


Fig. 4.5.26. Caracteristicile termice ale panoului radiant cu conducte montate direct pe o placă metalică într-un spațiu de aer.

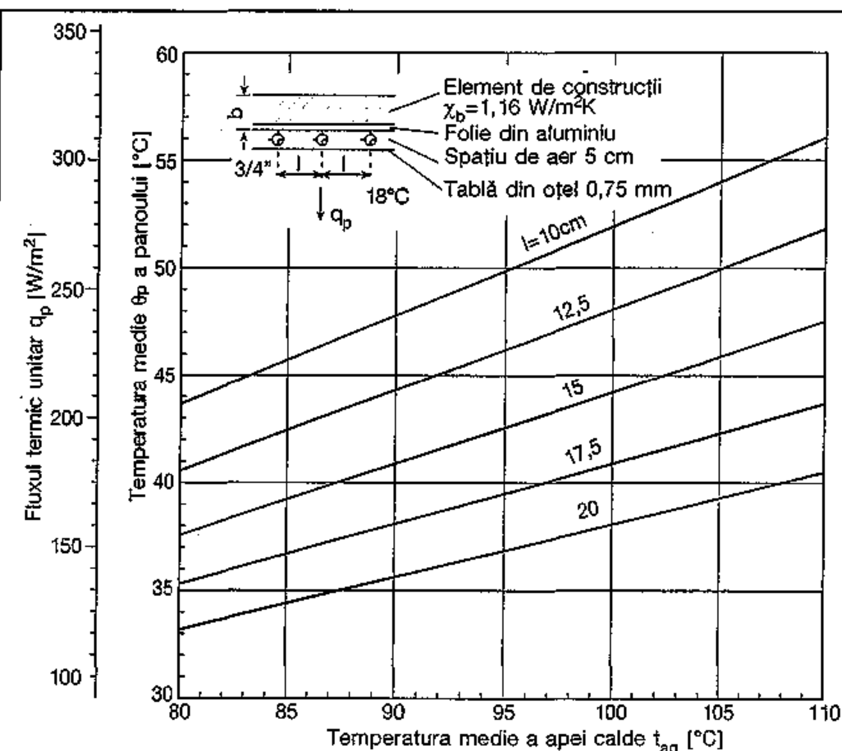


Fig. 4.5.27. Caracteristicile termice ale panoului radiant cu conducte montate liber într-un spațiu de aer.

Utilizarea nomogramelor se face astfel:

- cunoscând pierderile de căldură $Q_h = 2\,500$ W ale unei încăperi cu suprafața pardoselii $S_p = 50$ m² (parchet), se poate calcula fluxul de căldură unitar $q_p = \theta_h/S_p = 50$ W/m². Din nomograma din figura 4.5.30, în funcție de $q_p = 50$ W/m² se alege:
- un panou radiant cu distanța dintre țevi $l = 330$ mm, obținându-se un ecart de temperatură $\Delta t = 21{,}5$ °C și o temperatură medie a pardoselii $\theta_p = 24{,}3$ °C la o temperatură interioară $t_i = 20$ °C;
- un panou radiant cu distanța dintre țevi $l = 250$ mm, obținându-se un ecart de temperatură $\Delta t = 17{,}4$ °C. Temperatura medie $\theta_p = 24{,}3$ °C a pardoselii rămâne aceeași, la temperatura interioară $t_i = 20$ °C.

4.5.2.7.2 Calculul suprafeței de încălzire a panourilor radiante

Cunoscute fiind încăperile care urmează a fi încălzite prin radiație, etapele de elaborare a metodologiei de calcul sunt următoarele:

- calculul pierderilor de căldură;
- alegerea tipului de panou încălzitor (plafon, pardoseală, perete);
- calculul preliminar de stabilire a caracteristicilor termice și constructive ale panourilor;
- calculul de verificare a panoului radiant și a condițiilor realizate în încăpere.

4.5.2.7.2.1 Calculul pierderilor de căldură

Se aplică relațiile de calcul din STAS 1907 pentru calculul necesarului de căldură, arătat la cap. 3.1, cu următoarele amendamente:

- valorile adaosului pentru compensarea efectului suprafețelor reci A_c, în cazul încălzirii încăperilor cu planșee radiante de pardoseală sau plafon, sunt cele din tabelul 4.5.3;
- în cazul încăperilor plasate direct pe pământ, încălzite cu panouri radiante de pardoseală, valoarea fluxului de căldură spre pământ este 0.

4.5.2.7.2.2 Alegerea tipului de panou încălzitor

La alegere este necesar să se aibă în vedere:

- tipul clădirii și destinația încăperilor;
- elementele componente și modul de execuție a planșeelor;
- necesarul de căldură de acoperit cu panourile radiante;
- distribuția serpentinelor, respectiv a panourilor radiante;
- materialele din care sunt executate țevile încălzitoare.

Se recomandă, în general, panourile radiante de pardoseală executate cu

țevi flexibile și panourile radiante de plafon, fie cu țevile montate în spațiul de aer, fie cu țevi cu lamele.

4.5.2.7.2.3 Stabilirea caracteristicilor termice și constructive ale panourilor radiante

Etapele de desfășurare a calculului sunt următoarele:

- calculul fluxului termic unitar pe care trebuie să-l cedeze panoul radiant

$$q_p = \frac{Q_h}{S_p} \quad [W/m^2] \qquad (4.5.11)$$

în care:

- Q_h reprezintă pierderile de căldură ale încăperii [W];
- S_p -suprafața activă care urmează a fi prevăzută cu panouri radiante [m²];
- stabilirea temperaturii medii a panoului radiant θ_p utilizând nomogramele de la § 4.5.2.7.1;
- stabilirea temperaturii medii a agentului termic, respectiv temperatura de ducere și întoarcere a apei calde în funcție de distanța l dintre țevi;
- stabilirea suprafeței active a panoului radiant în funcție de distanța l dintre țevi, poziționarea acesteia în planul încăperii;
- verificarea condițiilor realizate în încăpere în raport cu cele impuse de normele de confort termic, adică fluxul termic unitar q_{pc}, recepționat de capul omului, calculat cu relația

$$q_{pc} = \alpha_{rpc}\cdot\bar{\varphi}_{pc}\cdot(\theta_p-\theta_c)\cdot(1-\varepsilon) \ [W/m^2] \qquad (4.5.12)$$

să fie mai mică decât fluxul termic admisibil q_{pcadm}, a cărui valoare se poate citi în tabelul 4.5.4.

În relația 4.5.12 semnificația termenilor este următoarea:

α_{rpc} - coeficientul de transfer termic prin radiație între panoul radiant de temperatură θ_p și capul omului de temperatură θ_c, a cărui valoare se calculează cu relația

$$\alpha_{r_{pc}} = C_{pc}\frac{\left(\frac{\theta_p+273}{100}\right)^4-\left(\frac{\theta_c+273}{100}\right)^4}{\theta_p-\theta_c} =$$

$$= C_{pc}\cdot b \qquad [W/m^2\cdot K] \quad (4.5.13)$$

unde: coeficientul de radiație C_{pc} = 4,65 W/m²·K, iar b este factorul de temperatură ale cărui valori se iau din figura 4.5.33;

– $\bar{\varphi}_{pc}$ - coeficientul unghiular mediu, a cărui valoare depinde de mărimea și poziția panourilor radiante în raport cu poziția omului; valorile se pot calcula utilizând relații analitice sau folosind nomograma din figura 4.5.34;

– θ_p - temperatura medie a panoului radiant [°C];

– θ_c - temperatura medie a capului omului cu valoarea θ_c = 30...32 °C;

– ε - coeficient care ține seama de absorbția radiațiilor de către gazele din încăpere (CO_2 și vaporii de apă); valorile se iau din tabelul 4.5.5, în funcție de distanța h dintre panou și om.

4.5.2.7.3 Exemple de calcul

Se prezintă două exemple de calcul privind modul de alegere și dimensionare a panourilor radiante de plafon și pardoseală.

Exemplul de calcul 1

Se cere să se încălzească prin radiație de temperatură joasă, utilizând panouri de plafon, o încăpere având dimensiunile 4,00x5,10 m, temperatura interioară t_i = 18 °C și pierderile de căldură Q_h = 2500 W. Agentul termic este apa caldă cu temperatura t_{ag} = 60 °C.

Rezolvare:

- se alege un panou de plafon cu lamele (fig. 4.5.5) cu lățimea unei lamele l = 400 mm;
- în nomograma din figura 4.5.28a, pentru t_{ag} =60 °C rezultă fluxul unitar cedat de panou q_p = 200 W/m²;
- suprafața de încălzire totală $S_p = Q_h/q_p$ = 2500/200 = 12,5 m²;
- realizarea suprafeței de încălzire (fig. 4.5.35) se obține alegând o lungime de panou L = 300 cm și un număr n = 10

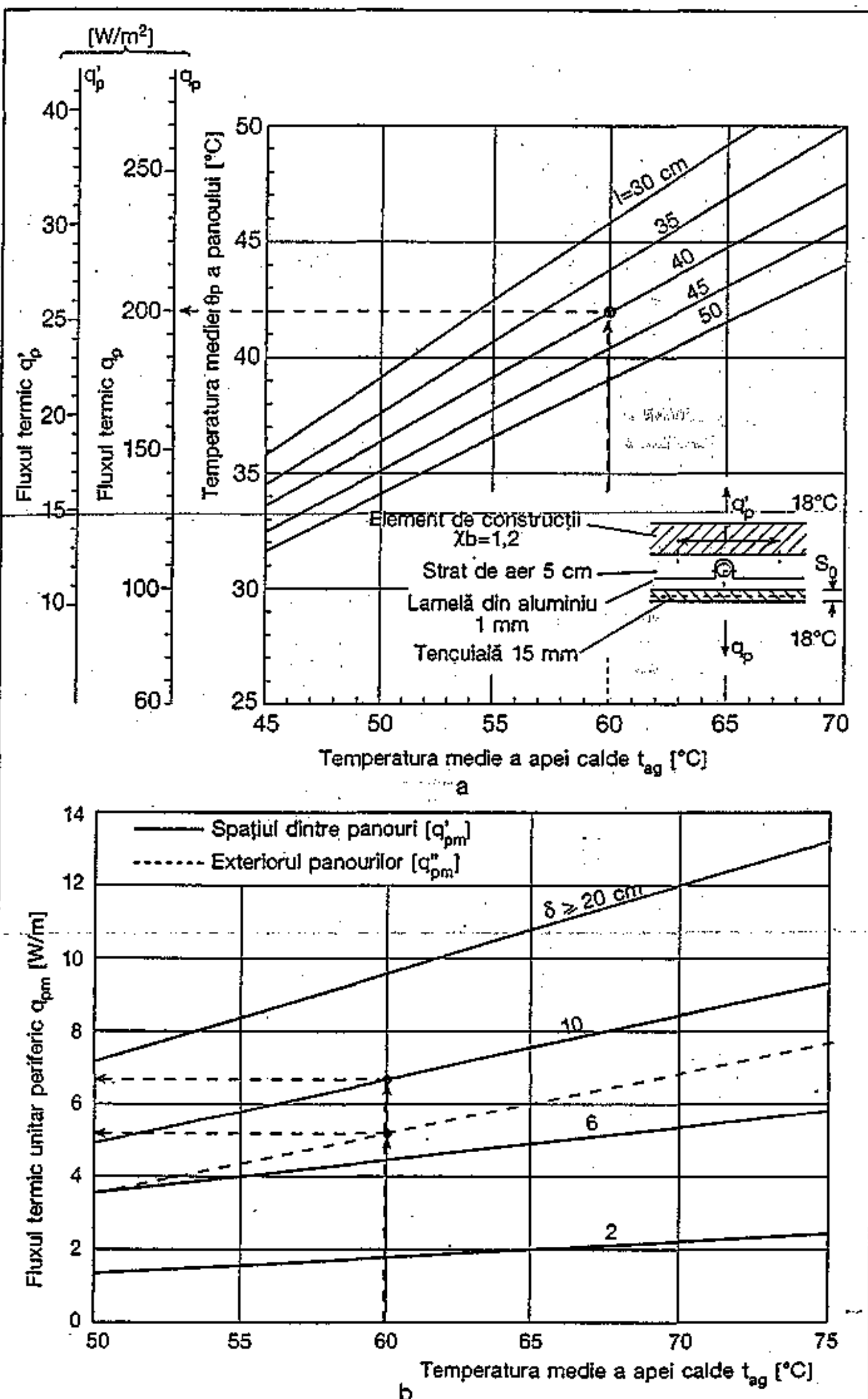


Fig. 4.5.28. Caracteristicile termice ale unui panou radiant cu lamele:
a - fluxurile termice q_p și q_p' cedate de zona activă și zona superioară a panoului; b - fluxul termic cedat de zona din jurul panoului.

benzi de panouri, fiecare bandă având dimensiunile Lxl = 300x40 cm cu distanţa δ = 10 cm între ele, rezultând o suprafaţă activă S_{pa} = 10x3,0x0,4 = 12 m²;

- fluxul de căldură cedat de panouri se compune din:
  - fluxul de căldură cedat de zona activă $Q_{pa} = q_p \cdot S_{pa}$ = 200·12 = 2400 kW;
  - fluxul de căldură cedat de zona de margine; se calculează cu relaţia:

$Q_{pm} = q'_{pm} \cdot n' \cdot L + q''_{pm} \cdot 2 \cdot (L + n \cdot l)$ [W] (4.5.14)

unde fluxurile unitare de căldură q'_{pm} şi q''_{pm} se obţin din nomograma din figura 4.5.28 b, astfel:

- pentru distanţa δ = 10 cm dintre panouri şi t_{ag} = 60 °C rezultă q'_{pm} = 6,5 W/m;
- pentru spaţiul liber din jurul panourilor şi temperatura t_{ag} = 60 °C, rezultă q''_{pm} = 5,6 W/m.

Înlocuind în relaţia 4.5.14, se obţine fluxul de căldură suplimentar cedat de panouri:

Q_{pm} = 6,5·9·3 + 5,6·2·(3+10·0,4) = 254 W

- fluxul de căldură total cedat de panouri va fi:

$Q_p = Q_{pa} + Q_{pm}$ = 2400 + 254 = 2 654 W care acoperă pierderile de căldură ale încăperii;

- verificarea condiţiei impuse pentru asigurarea confortului termic se face aplicând relaţia 4.5.12, în care se consideră că întreaga suprafaţă activă S_{pa} a panourilor are o temperatură medie θ_p = 42 °C, valoare obţinută din nomograma 4.5.28, a în funcţie de temperatura medie a agentului termic t_{ag} = 60 °C şi lăţimea unei lamele l = 40 cm.

Temperatura capului s-a considerat θ_c = 30 °C. Coeficientul de transfer termic:

$\alpha_{rpc} = C_{pc} \cdot b$ = 4,65·1,172 = 5,45 W/m²·K, în care valoarea factorului de temperatură b = 1,172 grd³ se obţine din nomograma 4.5.33, în funcţie de: θ_c = 30 °C şi θ_p = 42 °C.

Coeficientul unghiular mediu $\overline{\varphi}_{pc}$ = = 0,055 se obţine din nomograma 4.5.34, în funcţie de raportul a/h = 3/2,5 = 1,2 şi b/h = 4,9/2,5 = 1,96, în care se consideră distanţa dintre planul panourilor şi capul omului h = 2,5 m, iar cele două dimensiuni ale suprafeţei radiante a = 3,0 m şi b = 4,9 m. Coeficientul de absorbţie a radiaţiilor se ia ε = 0,1 din tabelul 4.5.5 în funcţie de distanţa panou-om h = 2,5 m.

Înlocuind valorile de mai sus în relaţia 4.5.12 se obţine:

$q_{pc} = \alpha_{rpc} \cdot \overline{\varphi}_{pc} \cdot (\theta_p - \theta_c) \cdot (1 - \varepsilon)$ =
= 5,4·0,05·(42 - 30)·(1 - 0,1) = 2,94 W/m² mult sub limita maximă admisibilă $q_{pc\,adm}$ = 19 W/m², valoare menţionată în tabelul 4.5.4.

Exemplul de calcul 2

Se cere să se încălzească prin radiaţie de temperatură joasă, utilizând panouri de pardoseală, o încăpere având dimensiunile 6,0x4,9 m; temperatura interioară t_i = 20 °C; pierderile de căldură Q_h = 2148 W din care în zona peretelui exterior (cu lăţimea de 1 m) Q_c = 848 W corespunzător unei suprafeţe S_c = 6 m².

Rezolvare:

- se alege o pardoseală finisată cu parchet, cu suprafaţa încălzitoare executată din ţevi flexibile (poliuretan) montate în spirală dublă (fig. 4.5.11);
- suprafaţa încălzitoare a pardoselii se prevede a se executa din două serpentine în spirală dublă; una în zona de centru şi alta în zona de contur, prima având o distanţă mai mare între ţevile încălzitoare (fig. 4.5.36);
- fluxul termic cedat de pardoseala radiantă se calculează cu relaţia 4.5.11:
  - pentru zona centrală

$$q_p = \frac{Q_p}{S_p} = \frac{Q_h - Q_c}{S_p - S_c} = \frac{2148 - 848}{29{,}4 - 6} = 55{,}6 \ \text{W/m}^2$$

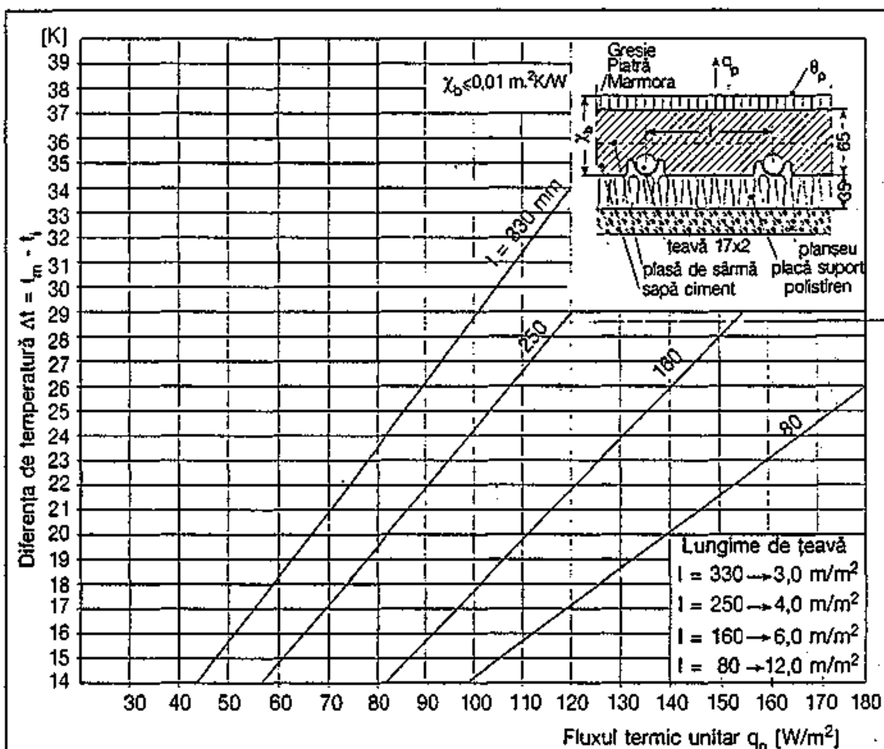
  - pentru zona de contur

$$q_{p,c} = \frac{Q_c}{S_c} = \frac{848}{6} = 141{,}3 \ \text{W/m}^2$$

- temperatura medie a pardoselii în cele două variante de realizare a

Tabelul 4.5.4 Valorile admisibile ale intensităţii de radiaţie $q_{p\,c\,adm}$ asupra capului

Temperatura interioară t_i [°C]	12	15	18	20
$q_{p\,c\,adm}$ [w / m²]	45	32	19	13



Temperatură cameră	Temperatura medie a pardoselii θp [°C]															
+15°C	17,6	18,5	19,3	20,2	21,1	22,0	22,8	23,7	24,6	25,2	26,3	27,2	28,0	28,9	29,7	
+20°C	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6							
+24°C	26,6	27,5	28,3	29,2	30,1	31,0	31,8	32,7	33,6							
zona de contur	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6	30,2	31,3	32,2	33,0	33,9	34,7	35,6

Fig. 4.5.29. Caracteristicile termice ale unei pardoseli încălzite cu ţevi flexibile, cu suprafaţă finită executată cu gresie, piatră, marmură etc.
(valorile temperaturilor încadrate sunt considerate maxime admisibile).

Tabelul 4.5.3 Valorile adaosului A_c

Numărul de suprafeţe prin care se disipează căldura din încăperi către mediul înconjurător	A_c [%]
1	0
2	2
3	4

Temperatură cameră	Temperatura medie a pardoselii θ_p [°C]															
+15°C	17,6	18,5	19,3	20,2	21,1	22,0	22,8	23,7	24,6	25,2	26,3	27,2	28,0	28,9	29,7	
+20°C	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6							
+24°C	26,6	27,5	28,3	29,2	30,1	31,0	31,8	32,7	33,6							
zona de contur	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6	30,2	31,3	32,2	33,0	33,9	34,7	35,6

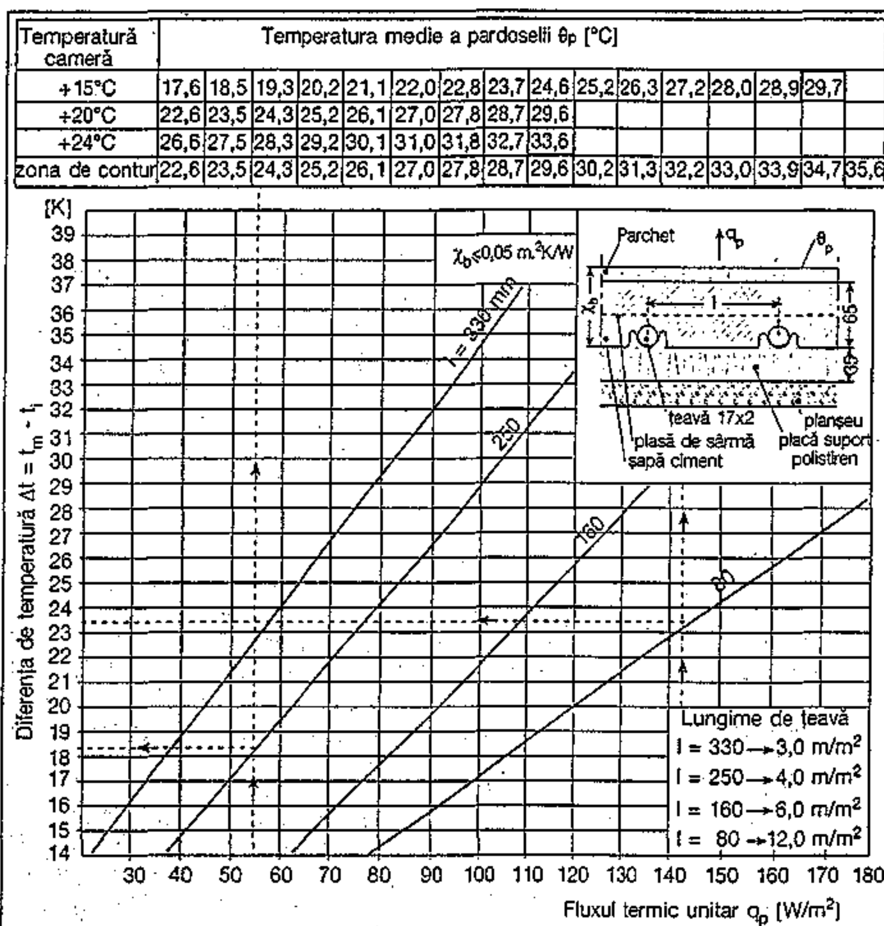


Fig. 4.5.30. Caracteristicile termice ale unei pardoseli încălzite cu țevi flexibile, cu suprafața finită executată cu parchet *(valorile temperaturilor încercuite sunt considerate maxime admisibile).*

Temperatură cameră	Temperatura medie a pardoselii θ_p [°C]															
+15°C	17,6	18,5	19,3	20,2	21,1	22,0	22,8	23,7	24,6	25,2	26,3	27,2	28,0	28,9	29.7	
+20°C	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6							
+24°C	26,6	27,5	28,3	29,2	30,1	31,0	31,8	32,7	33,6							
zona de contur	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6	30,2	31,3	32,2	33,0	33,9	34,7	35,6

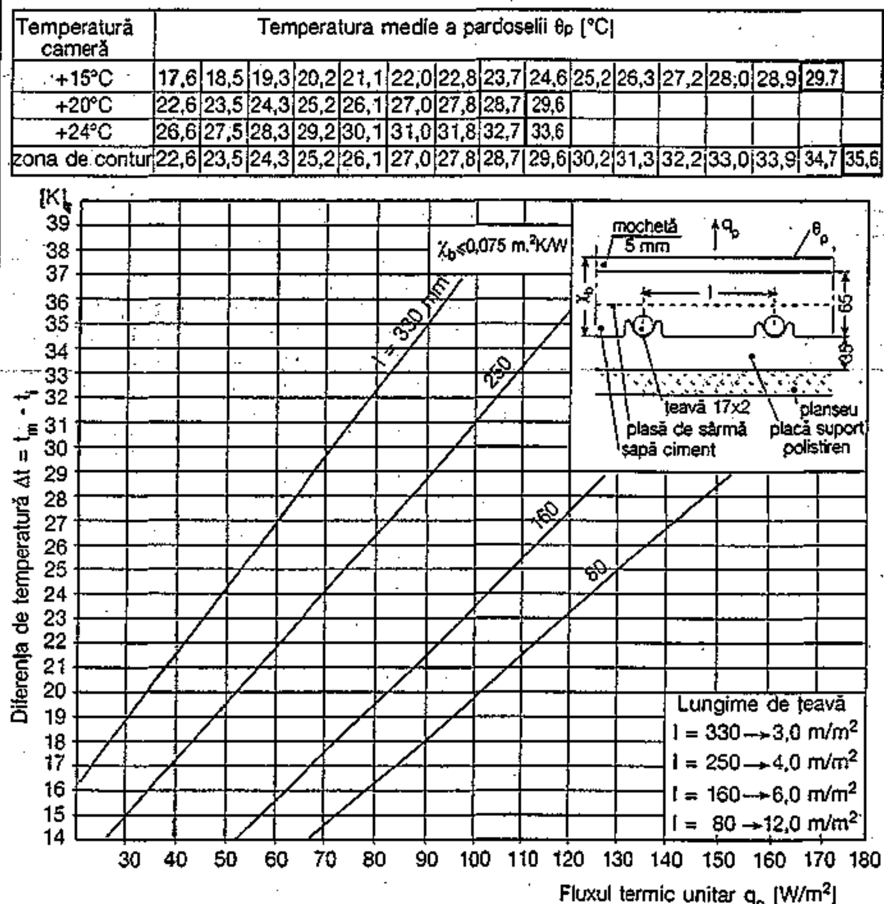


Fig. 4.5.31. Caracteristicile termice ale unei pardoseli încălzite cu țevi flexibile, cu suprafața finită executată cu mochetă având grosimea de circa 5 mm (valorile temperaturilor încercuite sunt considerate maxime admisibile).

suprafețelor încălzitoare se obține din nomograma din figura 4.5.30, astfel:

- în zona centrală pentru q_p = 55,6 W/m² și temperatura interioară t_i = 20 °C, rezultă θ_p = 25,2 °C;
- în zona de contur pentru q_p = 141,3 Wm², rezultă θ_{pc} = 32,2 °C;
- temperatura medie a agentului termic în cele două variante se obține din nomograma din figura 4.5.30 unde:
- în zona centrală pentru q_p = 55,6 W/m² și distanța dintre țevi l = 250 mm, se obține: $t_m = \Delta t + t_i$ = 18,5+20 = 38,5 °C
- în zona de contur pentru q_p = 141,3 W/m² și distanța dintre l = 80 mm, se obține: $t_m = \Delta t + t_i$ = = 23,5+20 = 43,5 °C

- lungimea totală de țeavă utilizată pentru suprafața de încălzit, în cele două variante, se obține tot din diagrama din figura 4.5.30, astfel:

- pentru l = 250 mm, revin 4,0 m/m² de pardoseală, iar pe întreaga zonă centrală

$L = 4 \cdot S'_p = 4 \cdot 23,4 = 93,6$ m

- pentru l = 80 mm, revine 12,0 m/m² de pardoseală, iar pe întreaga zonă de contur

$L_c = 12 \cdot S_c = 12 \cdot 6 = 72$ m

- fluxul de căldură cedat, de pardoseala încălzitoare, zonei inferioare se calculează în funcție de straturile componente ale pardoselii. Pentru calculele practice se utilizează tabelul 4.5.6 unde sunt date valorile fluxurilor termice unitare q'_p în funcție de distar dintre țevi l, temperatura medie a agentului termic t_m și temperatura încăperii t_i = 20 °C către care se face cedarea de căldură:

- pentru l = 250 mm; t_i = 20 °C; t_m = 38,5 °C rezultă q'_p = 11,1 W/m² (prin interpolare)
- pentru l = 80 mm; t_i = 20 °C; t_m = 43,5 °C rezultă q'_{pc} = 20,7 W/m² (prin interpolare)

- fluxul cedat de pardoseala radiantă:

- pentru zona centrală:

$Q'_p = (q_p + q'_p) \cdot S'_p = (55,6 + 11,1) \cdot 23,4 = 1\,561$ W

- pentru zona de contur:

$Q'_{pc} = (q_{pc} + q'_{pc}) \cdot S_{pc} = (141,3 + 20,7) \cdot 6 = 972$ W

- fluxul total cedat de pardoseala radiantă

Tabelul 4.5.5. Valorile coeficientului ε

Distanța h [m]	2,5	50	7,5	10
ε	0,1	0,135	0,145	0,15

$Q_p = Q_p' + Q_{pc}' = 1561 + 972 = 2533$ W care acoperă pierderile de căldură ale încăperii.

- căderea de temperatură pe circuit se calculează cu relația:

$\Delta t = 2 \cdot (50 - t_m)$ [K]

• pentru l = 250 mm;

$\Delta t = 2 \cdot (50 - 38,5) = 23$ K

• pentru l = 80 mm;

$\Delta t = 2 \cdot (50 - 43,5) = 13$ K

- debitul de fluid circulat pe un circuit se calculează cu relația:

$$G = \frac{Q}{\Delta t \cdot 1.163}$$

• pentru l = 250 mm; Δt = 23 K și

$Q_p' = 1561$ W

$G_p' = 1561/23 \cdot 1,163 = 58$ kg/h

• pentru l = 80 mm; Δt = 13 K și

$Q_{pc} = 972$ W

$G_{pc} = 972/13 \cdot 1,163 = 64$ kg/h

- pierderea de sarcină pe fiecare circuit se calculează utilizând diagrama din figura 4.5.37.

• pentru circuitul cu l = 250 mm, prin care circulă un debit G_p = 58 kg/h, la o viteză v = 0,14 m/s se obține o pierdere de sarcină liniară unitară R = 0,18 mbar/m, iar pentru întregul circuit de lungime L = 93,6 m rezultă:

$\Sigma(Rl) = 93,6 \cdot 0,18 = 16,8$ mbar

• pentru circuitul cu l = 80 mm, prin care circulă un debit G_{pc} = 64 kg/h, la o viteză v = 0,15 m/s se obține o pierdere de sarcină liniară unitară

Temp. cameră	Temperatura medie a pardoselii θ_p [°C]															
+15°C	17,6	18,5	19,3	20,2	21,1	22,0	22,8	23,7	24,6	25,2	26,3	27,2	28,0	28,9	29,7	
+20°C	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6							
+24°C	26,6	27,5	28,3	29,2	30,1	31,0	31,8	32,7	33,6							
zona de contur	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6	30,2	31,3	32,2	33,0	33,9	34,7	35,6

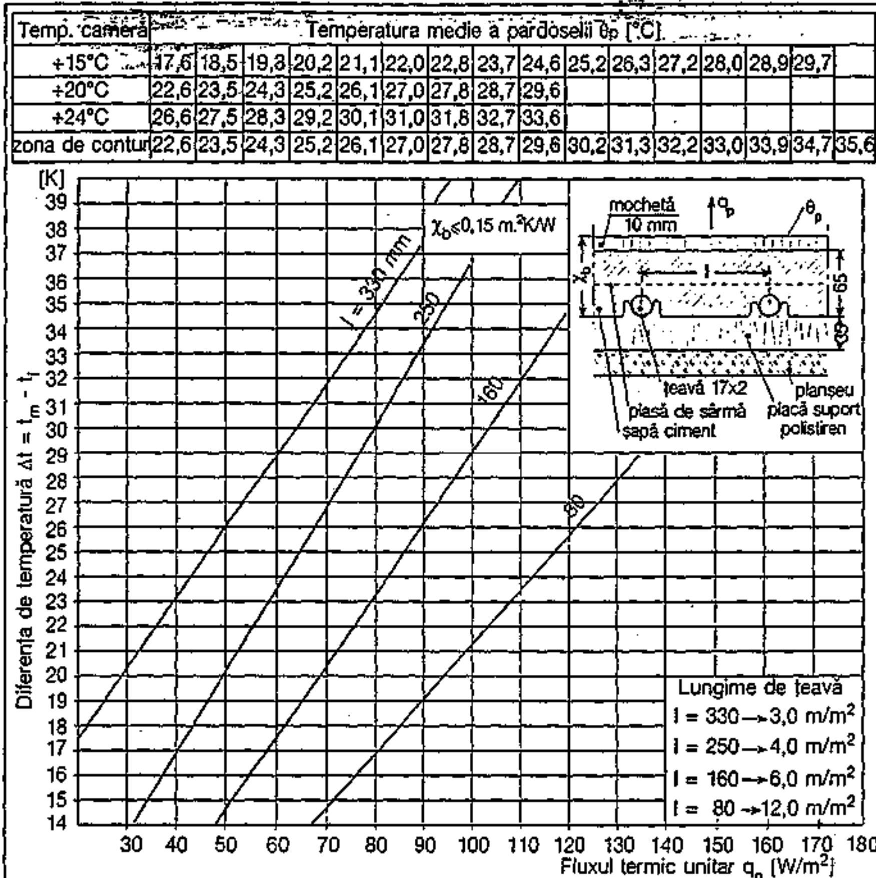
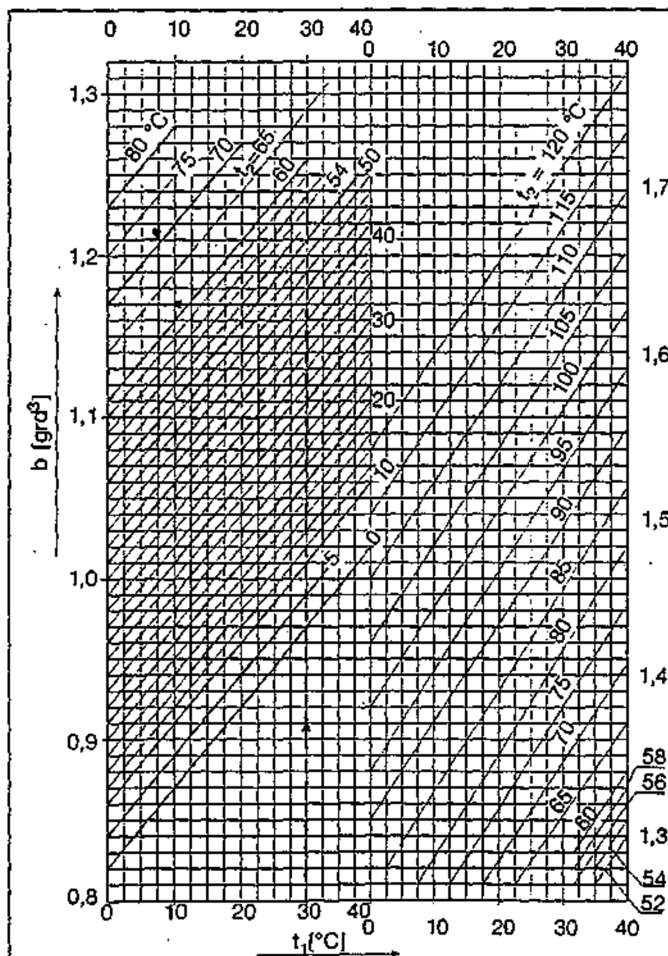


Fig. 4.5.32. Caracteristicile termice ale unei pardoseli încălzite cu țevi flexibile, cu suprafața finită executată cu mochetă având grosimea de circa 10 mm (valorile temperaturilor încercuite sunt considerate maxime admisibile).



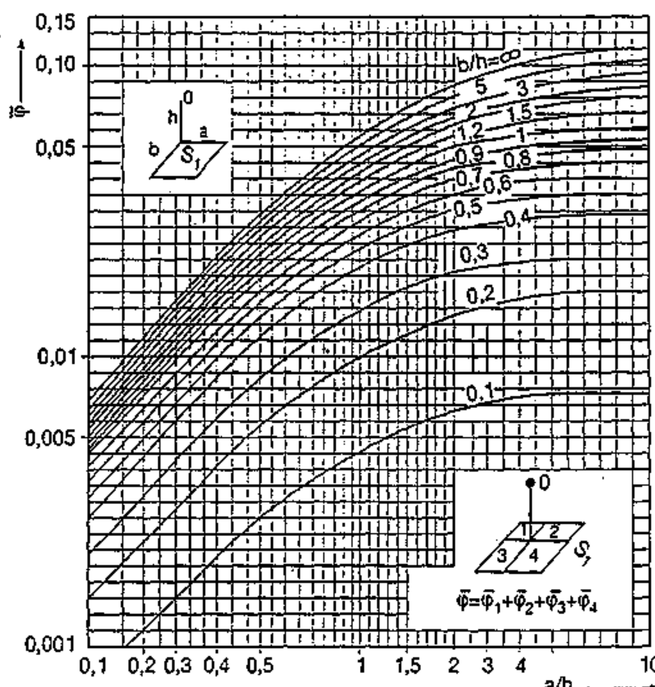


Fig. 4.5.34. Nomogramă pentru calculul coeficientului unghiular mediu $\bar{\varphi}$ pentru situația din figură.

Fig. 4.5.33. Nomogramă pentru determinarea factorului de temperatură b

R = 0,22 mbar/m; pentru întregul circuit de lungime L = 72 m rezultă:

$\Sigma(Rl)$ = 72·0,22 = 15,8 mbar.

Observație: la pierderile de sarcină liniare Σ(Rl) se adaugă și pierderile de sarcină locale ΣZ care se calculează în funcție de configurația suprafeței încălzitoare (țevi din material plastic în spirală) în conformitate cu cele arătate la §4.2.8.

4.5.3. Încălzirea prin radiație de temperatură medie

Se realizează cu benzi de panouri radiante alimentate cu agenți termici cu parametrii ridicați (apă fierbinte sau abur de presiune medie) precum și cu tuburi radiante cu gaze.

Panourile sunt astfel concepute și amplasate încât majoritatea fluxului termic emis prin radiații să fie dirijat către zona de lucru. Zona superioară de deasupra panourilor este considerată zonă rece sau inactivă, încălzirea realizându-se prin efecte secundare (convecție-radiație), gradientul de temperatură fiind mic.

Radiația directă de la aceste tipuri de panouri asupra omului face posibil echilibrul termic la temperaturi ale aerului reduse cu 3 până la 5 °C.

În raport cu încălzirea prin convecție, încălzirea prin radiație conduce la un necesar de căldură pentru încălzire mai mic, deci la economii energetice de până la 20 %.

Sistemul de încălzire prin radiație de temperatură medie este aplicat cu succes la încălzirea spațiilor industriale și, în special, a celor înalte peste 10 m, cu volum mare de aer, putând înlocui cu succes soluția cu aer cald în cazul în care nu este necesară și o instalație de ventilare pentru diluarea nocivităților.

De asemenea, se poate combina cu încălzirea cu aer cald, în cazul în care este necesară compensarea efectelor negative ale elementelor de construcții reci, situate la mai puțin de 3 m de locurile permanente de muncă ușoară.

4.5.3.1 Panouri radiante utilizând agenți termici

În tehnica încălzirii prin radiație se utilizează, în general, panourile radiante cu ecran în contact bun cu registrul de țevi (fig. 4.5.38).

Panourile sunt compuse dintr-un fascicul de țevi cu diametrul de 3/8", fixate pe un ecran metalic confecționat din tablă de 0,5...1,25 mm grosime, izolat termic la partea superioară, cu pâslă minerală sau vată de sticlă protejată cu o îmbrăcăminte din folie metalică sau din material plastic.

Tabla este profilată astfel încât să îmbrace țevile pe jumătate din circumferință și să aibă, lateral, două borduri de 45° pentru a reduce circulația naturală a aerului. Contactul țeavă-ecran se asigură prin sudură electrică cu puncte dese executate pe două generatoare.

Fasciculele de țevi sunt prevăzute la cele două capete cu un distribuitor-colector, care, prin sudură cap la cap,

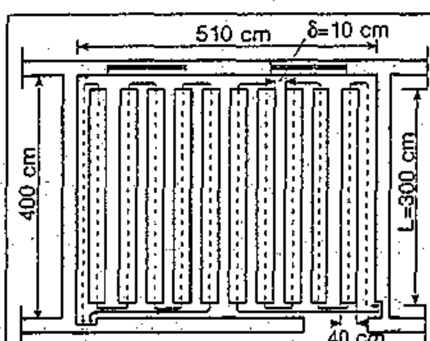


Fig. 4.5.35. Schemă cu amplasarea panourilor radiante de la exemplul 1.

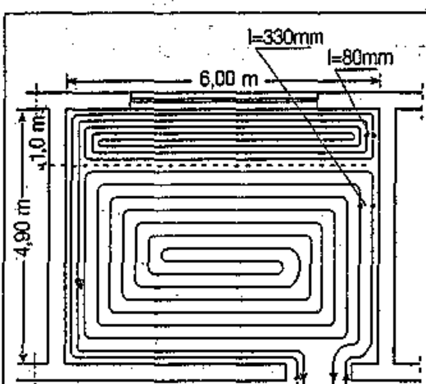


Fig. 4.5.36. Schema cu amplasarea țevilor în planul pardoselii de la exemplul 2.

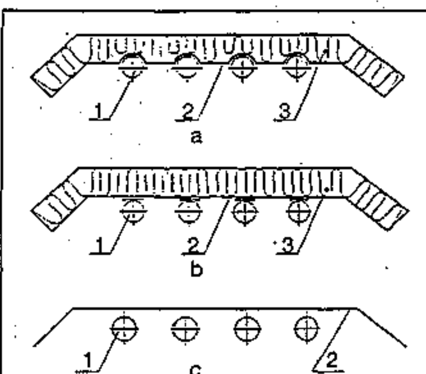


Fig. 4.5.38. Panouri radiante utilizând agenți termici:

a - panouri cu contact bun între țevi și ecran; b - panouri cu contact slab între țevi și ecran; c - panouri cu țevile distanțate de ecran; 1 - registru de țevi; 2 - ecran; 3 - izolație termică.

Tabelul 4.5.6. Valorile fluxului termic unitar q'_p

Distanța l [mm]	Fluxul termic unitar q'_p [W / m²]	
	t_m = 45 °C	t_m = 30 °C
330	12	4
250	15	6
160	18	7
80	22	9

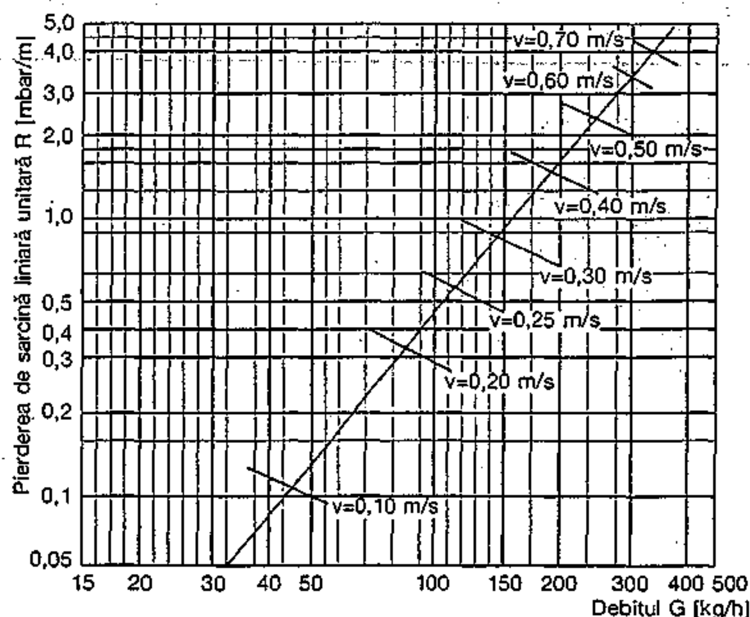


Fig. 4.5.37. Diagrama de calcul al pierderilor de sarcină liniare unitare R pentru conducte din polietilenă 17x2 mm.

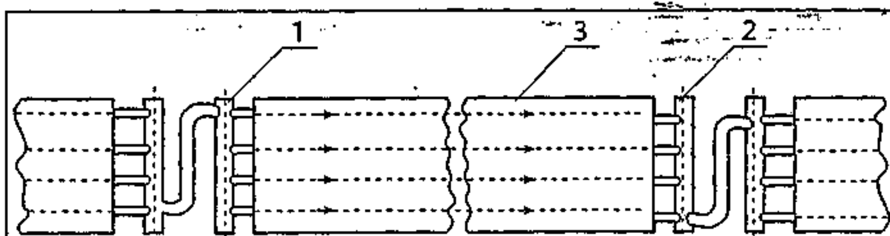


Fig. 4.5.39. Mod de realizare a benzilor radiante de temperatură medie: 1 - distribuitor; 2 - colector; 3 - panou radiant.

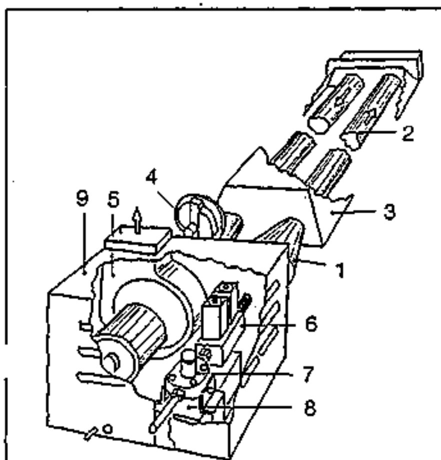


Fig. 4.5.40. Panouri (tuburi) radiante cu gaze:
1 - arzător şi cameră de combustie; 2 - tub radiant; 3 - ecran; 4 - regulator de vacuum; 5 - ventilator pentru evacuare gaze de ardere; 6 - ventil electromagnetic dublu; 7 - regulator de presiune pentru gaze; 8 - aparat de control şi comandă; 9 - carcasă de protecţie.

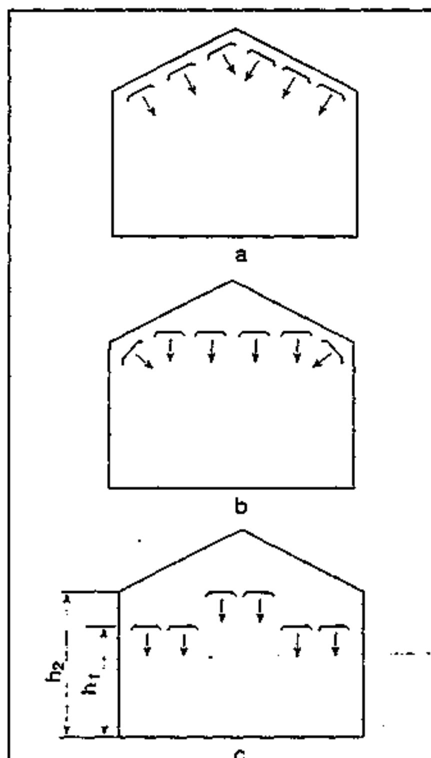


Fig. 4.5.41. Amplasarea panourilor radiante:
a - direct la plafon; b - distanţate de plafon, în plan orizontal şi înclinat; c - la înălţimi diferite.

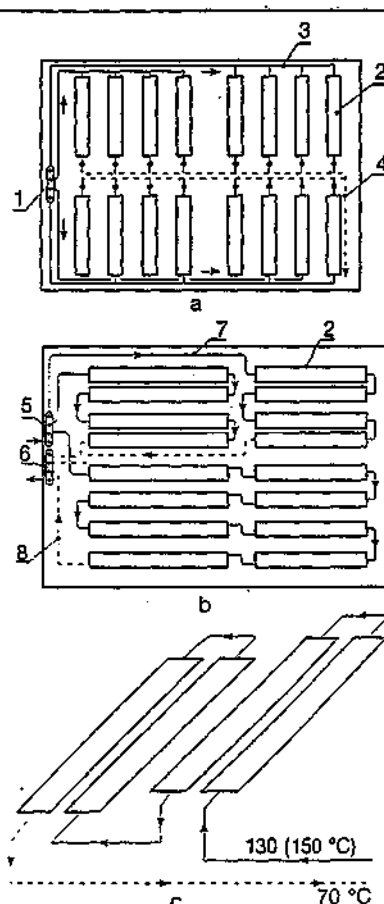


Fig. 4.5.42. Alimentarea panourilor radiante cu agent termic:
a - varianta cu abur; b - varianta cu apă fierbinte; c - detaliu de alimentare a panourilor cu apă fierbinte;
1 - distribuitor de abur; 2 - panouri; 3 - conducte de abur; 4 - conducte de condensat; 5 şi 6 - distribuitor şi colector de apă fierbinte; 7 şi 8 - conducte de apă fierbinte de ducere şi întoarcere.

formează benzi radiante cu lungimi corespunzătoare condiţiilor de montare (fig. 4.5.39).

Panourile radiante cu ecran distanţat au ţevile dispuse sub ecran la o distanţă de câţiva centimetri (fig. 4.5.38 c).

Conductele cedează căldură atât zonei inferioare, cât şi ecranului, care la rândul său cedează căldură prin radiaţie zonei de lucru. Avantajul acestui tip de panou este acela că permite utilizarea pentru ecran a materialelor nemetalice ca: azbociment, polistiren armat cu fibră de sticlă, sticlă şi altele.

4.5.3.2 Panouri (tuburi) radiante cu gaze

Tuburile radiante (fig. 4.5.40) se compun din 2 tuburi încălzitoare (de la 57x3 ...108x4 mm), racordate la o cameră de ardere şi un ecran de tablă din oţel inoxidabil cu crom.

Camera de ardere cuprinde un arzător de gaze naturale şi un ventilator pentru evacuarea gazelor de ardere. Construcţia lor depinde de firma producătoare. Astfel firma franceză GENERFEU produce trei tipodimensiuni: ER17; ER22 şi ER38, având lungimea cuprinsă între 5 şi 6 m. Energia radiantă este de 60 sau 65 %.

Firma italiană SYSTEM produce, de asemenea, tuburi radiante tip INFRA în tipodimensiuni INFRA 6, 9 şi 12 cu puteri termice cuprinse între 14 şi 52 kW, având caracteristicile constructive asemănătoare cu ER.

4.5.3.3 Amplasarea panourilor radiante

Amplasarea panourilor se face astfel încât să se realizeze o temperatură cât mai uniformă în zona de lucru. Aceasta se obţine printr-o repartizare uniformă a panourilor în secţiunea orizontală a încăperii.

4.5.3.3.1 Panouri radiante utilizând agenţi termici

Amplasarea se face în poziţie orizontală, deasupra zonei de lucru, astfel încât să nu dezavantajeze procesul tehnologic şi pătrunderea luminii naturale şi să realizeze încălzirea uniformă a zonei de lucru. Înălţimea de montare este, de obicei, impusă de condiţiile constructive şi are influenţă asupra temperaturii maxime admisibile a panoului radiant. Pentru a compensa efectul suprafeţelor delimitatoare reci asupra microclimatului din zona de contur a unei hale, se pot monta în această zonă benzi radiante la o înălţime mai mică sau înclinate (fig. 4.5.41).

Alimentarea panourilor cu agenţi termici se face diferenţiat, în funcţie de natura acestora (fig. 4.5.42).

În cazul utilizării aburului, panourile sunt alimentate în paralel, cu posibilitatea de a scoate din funcţiune o parte din ele, când temperatura exterioară este mai ridicată sau când în zona respectivă nu se lucrează (fig. 4.5.42 a).

În cazul utilizării apei fierbinţi panourile sunt alimentate în serie pentru a da posibilitatea realizării ecartului de temperatură $\Delta t = t_d - t_r$ (fig. 4.5.42 b). Dacă nu se poate realiza ecartul de temperatură impus, se recurge, uneori, la folosirea în continuare a apei fierbinţi ieşite din panouri, pentru alimentarea unor aparate şi corpuri de încălzire (aeroterme, radiatoare etc). De asemenea, pentru a realiza o temperatură cât mai uniformă în zone de lucru se recomandă ca panourile radiante alimentate cu apă fierbinte să fie

montate la înălțimi diferite (fig. 4.5.41 c).

În figura 4.5.43, este prezentat modul de amplasare a unui panou radiant într-un atelier cu profil mecanic.

4.5.3.3.2 Panouri (tuburi) cu gaz

Tuburile radiante se montează la plafonul încăperilor, la înălțimi de peste 4 m, cu o dispunere în plan orizontal, astfel încât să se realizeze o temperatură cât mai uniformă în zona de lucru (fig. 4.5.44 a). Alimentarea cu gaze combustibile se face pe grupe de panouri, fiecare panou radiant fiind prevăzut cu elemente de ardere și de siguranță (fig. 4.5.44 b).

În figura 4.5.44 c sunt prezentate aspecte din diverse hale încălzite cu tuburi radiante cu gaze.

4.5.3.4 Dimensionarea instalațiilor

Dimensionarea instalațiilor de încălzire prin radiație de temperatură medie nu diferă ca metodologie de cea prezentată la calculul instalațiilor de încălzire prin radiație de temperatură joasă, fiind necesare următoarele date:

- cunoașterea caracteristicilor constructive și termice ale încăperilor;
- cunoașterea caracteristicilor constructive și termice ale panourilor radiante.

Calculul de dimensionare cuprinde următoarele etape:

- calculul suprafeței de încălzire a panourilor;
- calculul lungimii de înseriere a panourilor în cazul celor alimentate cu agent termic;
- verificarea intensității de radiație asupra capului.

4.5.3.4.1. Caracteristicile termice ale panourilor

Principalele caracteristici termice ale unui panou sunt: temperatura medie θ_p și fluxul termic unitar emis q_p.

Pentru calculele practice se utilizează nomograme sau tabele care dau direct valorile caracteristicilor termice ale panourilor radiante.



Fig. 4.5.43. Încălzirea prin radiație cu panouri radiante a unui atelier cu profil mecanic.

În nomogramele din figura 4.5.45 sunt date caracteristicile termice ale panourilor radiante de temperatură medie cu bordurile laterale dirijate în jos, fiind executate cu ecran de tablă din oțel (fig. 4.5.45 a) și cu ecran de tablă din aluminiu (fig. 4.5.45 b).

Țevile cu diametrul de 1" sunt înglobate parțial în ecranul de tablă. În tabelul 4.5.7 sunt date valorile aproximative ale temperaturilor maxime $\theta_{p\,max}$ ale panourilor radiante în funcție de înălțimea de montare h_p, lățimea a a panourilor, distanța e dintre axele panourilor și temperatura interioară t_i.

În tabelul 4.5.8 sunt date principalele caracteristici termice și constructive ale tuburilor radiante tip ER.

Tabelul 4.5.7. Temperaturile maxime θ_{Pmax} ale panourilor radiante

Înălțimea h_p [m]	a/e = 1/6			a/e = 1/4			a/e = 1/3		
	B = 10 m	20	50	B = 10 m	20	50	B = 10 m	20	50
5	125	120	110	95	92	90	80	75	72
6	128	122	112	100	95	90	84	80	75
8	130	125	115	115	100	90	88	84	80
10	140	135	120	130	105	92	95	90	85
12	142	140	125	135	115	94	102	95	88
15	160	155	130	140	125	95	115	105	90

Observație: a - lățimea panoului; e - distanța dintre axele a două panouri; B - lungimea halei (a panoului).

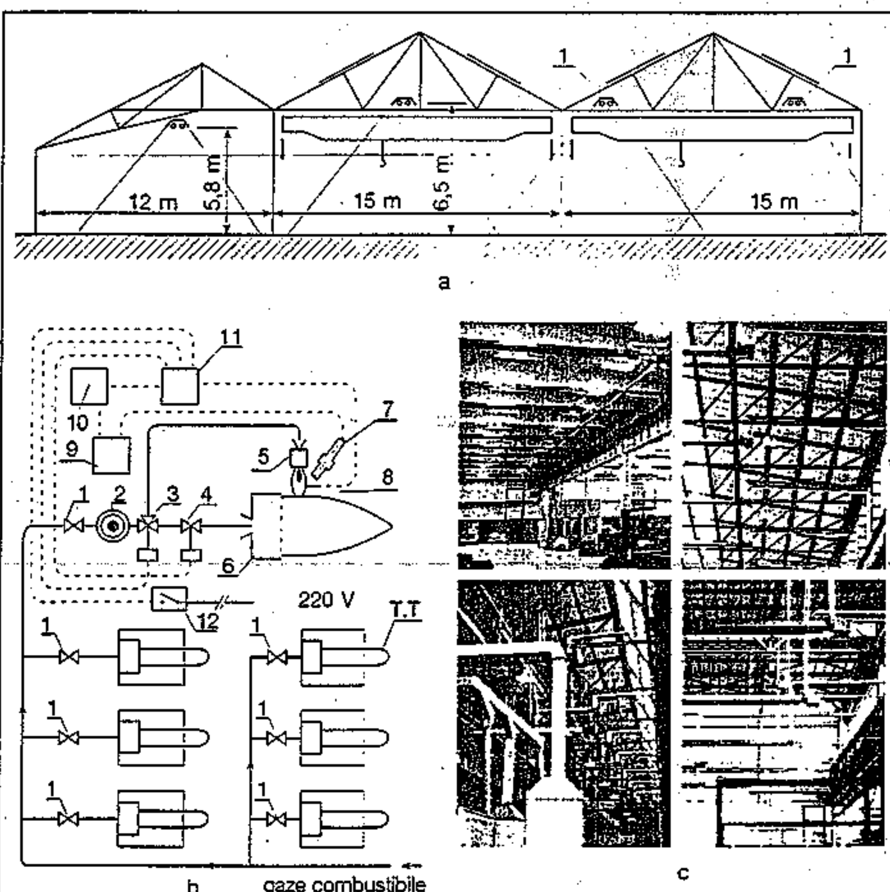


Fig. 4.5.44. Montarea și alimentarea cu gaze combustibile a tuburilor radiante cu gaze: *a - montarea tuburilor radiante; b - alimentarea cu gaze combustibile; c - aspecte din diverse hale încălzite cu tuburi radiante;*

TT - tuburi radiante; 1 - robinet de închidere; 2 - regulator de presiune; 3 - ventil electromagnetic de siguranță; 4 - ventil electromagnetic de comandă; 5 - arzător pentru flacără de veghe; 6 - arzător principal; 7 - bujie; 8 - termocuplu; 9 - transformator pentru aprindere; 10 - releu pentru comanda transformatorului; 11 - aparat de control și comandă; 12 - transformator cu ceas programator.

4.5.3.4.2 Calculul suprafeței încălzitoare

Algoritmul de calcul cuprinde următoarele etape:

- calculul pierderilor de căldură (paragraful 4.5.2.7.2.1);
- alegerea tipului de panou încălzitor (cu agenți termici sau cu gaze naturale) ținând seama de tipul și de destinația clădirii;
- calculul preliminar, de stabilire a caracteristicilor termice și constructive ale panourilor;
- calculul de verificare a intensității de radiație asupra capului.

În general, operațiile de calcul sunt cel indicate la § 4.5.2.7, cu unele amendamente în cazul încălzirii perimetrale sau a unei zone dintr-o încăpere.

Zona perimetrală dintr-o hală industrială este considerată porțiunea cu distanța de circa 3 m de la peretele rece exterior, acolo unde se prestează o muncă fizică ușoară. În calculele termice se iau în considerare numai elementele de construcții care mărginesc zona perimetrală.

La dimensionarea intalațiilor de încălzire prin radiație aferente unei zone dintr-o încăpere trebuie să se aibă în vedere, în principal, poziția acestora în raport cu suprafețele reci ale încăperii: zonele din apropierea pereților exteriori sau zonele interioare unde influența radiației reci este, practic, neglijabilă.

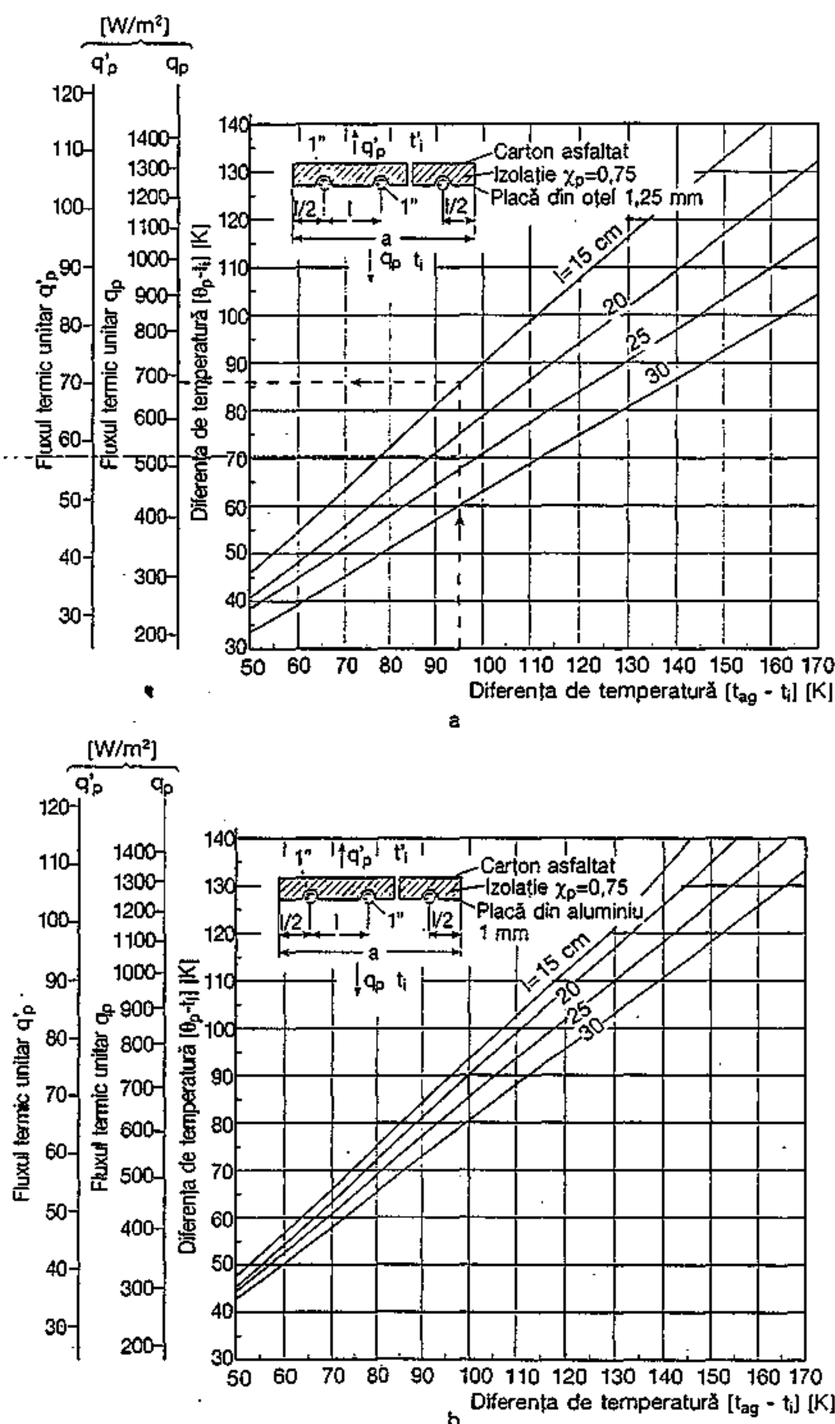


Fig. 4.5.45. Caracteristicile termice ale panourilor radiante utilizând agenți termic: *a - varianta cu ecran de tablă din oțel; b - varianta cu ecran de tablă din aluminiu.*

Exemplul de calcul 3

Se cere să se încălzească prin radiație de temperatură medie o hală industrială (fig. 4.5.46) cunoscând următoarele:

- dimensiunile halei: lungimea A = 110 m; lățimea B = 48 m și înălțimea H = 15 m;
- pereții exteriori executați cu zidărie din BCA;
- ferestre simple metalice; raportul de vitrare S_f / S_p = 1/3;
- uși simple din metal; raportul S_u / S_p = 0,02;
- pardoseala direct pe pământ;
- temperatura interioară t_i = 14 °C;
- construcția este situată într-o zonă cu t_e = - 12 °C;
- agent termic apa fierbinte t_d / t_r = 150/70 °C

Rezolvare

- se calculează pierderile de căldură după metoda indicată la § 4.5.2.7.2.1, rezultă Q_h = 920.000 W;
- se aproximează temperatura maximă θ_{Pmax} a panoului radiant utilizând tabelul 4.5.7 unde pentru h_p = 13 m, un raport a/e = 1/4 (valoare aproximativă) și B = 48 m se obține (prin interpolare) θ_{Pmax} = 97 °C;
- se alege tipul de panou cu ecran de tablă, cu distanța dintre țevi l = 15 cm. Pentru:

$t_{ag} - t_i = [(t_d + t_r)/2] - t_i =$
$= [(150 + 70)/2] - 15 = 95$ K,

din nomograma din figura 4.5.45 a se obține q_p = 690 W/m² și o diferență $\theta_p - t_i$ = 86 K, de unde valoarea $\theta_p = 86 + t_i = 86 + 14 = 100$ °C.

Comparativ cu valoarea aproximată (θ_p = 97 °C) se poate considera că temperatura panoului se încadrează în limita acceptabilă de ±5 %.

- se determină suprafața de încălzire $S_p = Q_h/q_p$ = 920 000/690 = 1 333 m²
- se trece la amplasarea panourilor în planul încăperii (fig. 4.5.46).

Alegând o lățime de panou a = 105 cm, rezultă o lungime totală de panou L_p = 1333/1,05=1270 m. Prevăzând 6 benzi radiante, fiecare alcătuită din două panouri alăturate, rezultă lungimea unei benzi L_b = 1 270/2·6 = 106 m (lungime ce se înscrie în lungimea halei A = 110 m).

- se verifică temperatura maximă a panoului radiant $\theta_{p_{max}}$ în funcție de raportul a/e = 2,1/8 = 1/4 (valoare ce corespunde cu cea aproximată pentru calculul lui $q_{p_{max}}$).
- se verifică intensitatea de radiație asupra capului utilizând relația 4.5.12.

$q_{pc} = \alpha_{rpc} \cdot \varphi_{pc} \cdot (\theta_p - \theta_c) \cdot (1 - \varepsilon)$

în care $\alpha_{rpc} = C_{pc} \cdot b$, unde pentru θ_p = 100 °C și θ_c = 30 °C din

nomograma din figura 4.5.33 se obține b = 1,56 grd³; valoarea lui C_{pc} = 4,65 W/m²·K. Rezultă α_{rpc} = 7,3 W/m²·K.

$\overline{\varphi}_{pc}$ - coeficientul unghiular mediu se calculează folosind metoda grafo-analitică, din aproape în aproape, utilizând schema de amplasare a panourilor din figura 4.5.47 a.

Astfel, pentru panoul în poziția A:

a) Omul în poziția A1

- pentru a/h = aa'/AA$_1$ = 1,05/13 = = 0,8 și b/h = aa"/AA$_1$ = 53/13 = 4,1 din nomograma din figura 4.5.34 se obține

$\overline{\varphi}_{Aa'aa"}$ = 0,005, de unde

$\overline{\varphi}_{A1} = 4\overline{\varphi}_{Aa'aa"}$ = 0,02

b) Omul în poziția A2

$\overline{\varphi}_{A2} = 2\cdot(\overline{\varphi}_{Bb'aa"} - \overline{\varphi}_{Ba"bb'})$

- pentru a/h = Ba'/BA$_2$ = 9,05/13 = 0,69 și b/h = Bb$_1$/BA$_2$ = 53/13 = 4,1
- pentru a/h = Ba"/BA$_2$ = 0,54 și b/h = Bb'/BA$_2$ = 4,1

din nomograma din figura 4.5.34 se obține:

$\overline{\varphi}_{Bb'aa"}$ = 0,045 și $\overline{\varphi}_{Ba"bb'}$ = 0,04 rezultă $\overline{\varphi}_{A2}$=2·(0,045 - 0,04) = 0,01

Se continuă calculul după procedeul descris mai sus și se obțin următoarele valori pentru coeficienții unghiulari medii, considerându-se omul, succesiv, în pozițiile A$_3$, A$_4$, A$_5$ și A$_6$:

$\overline{\varphi}_{A3}$ = 0,008; $\overline{\varphi}_{A4}$ = 0,004;
$\overline{\varphi}_{A5}$ = 0,002; $\overline{\varphi}_{A6}$ = 0,001.

În mod analog se obțin și celelate valori ale coeficienților unghiulari pentru pozițiile B; B$_1$; B$_2$ ...; C; C$_1$; C$_2$ ... etc.

Se trasează la o anumită scară pe axa absciselor distanțele dintre axele panourilor, iar la altă scară pe ordonată valorile coeficienților unghiulari medii, obținându-se curbele de variație ale acestora (fig. 4.5.47 b). Prin însumarea grafică a ordonatelor se obține curba rezultantă cu valoarea maximă

$\overline{\varphi}_{pc}$ = 0,06

Intensitatea de radiație asupra capului:

$q_{pc} = \alpha_{rpc}\cdot\overline{\varphi}_{pc}\cdot(\theta_p - \theta_c)\cdot(1 - \varepsilon)$ =
= 7,3·0,06·(100 - 30)·(1 - 0,15) = 26 °C

valoare care se înscrie în limitele admisibile (tab. 4.5.4). Pentru coeficientul ε = 0,15 valoarea s-a luat din tabelul 4.5.5

- se determină lungimea de înseriere a panourilor astfel încât să se asigure

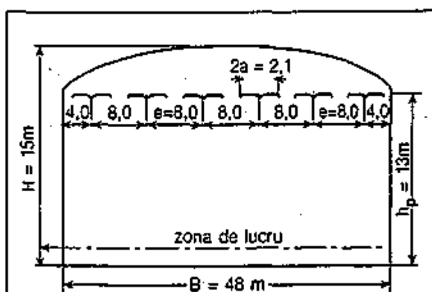


Fig. 4.5.46. Secțiunea printr-o hală cu instalații de încălzire cu panouri radiante (ex. 3).

realizarea ecartului de temperatură Δt = 80 K, utilizând relația:

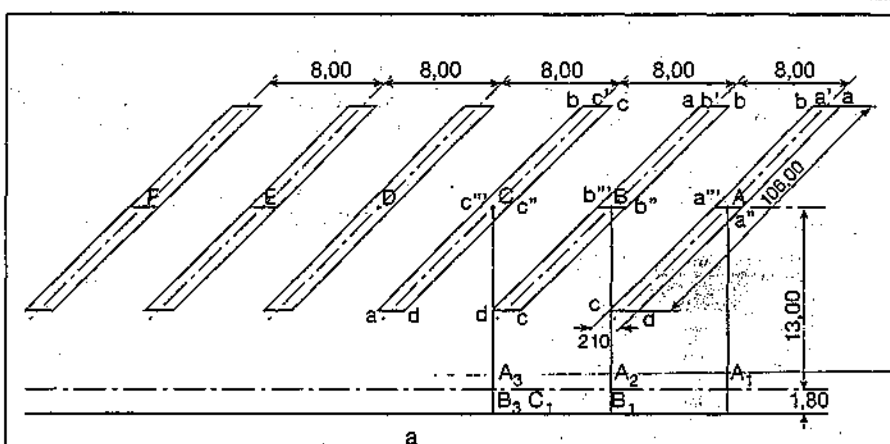
$$L_i = \frac{Q_p}{q_p \cdot a} = \frac{\rho \cdot v \cdot n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \Delta t \cdot c}{q_p \cdot a}$$

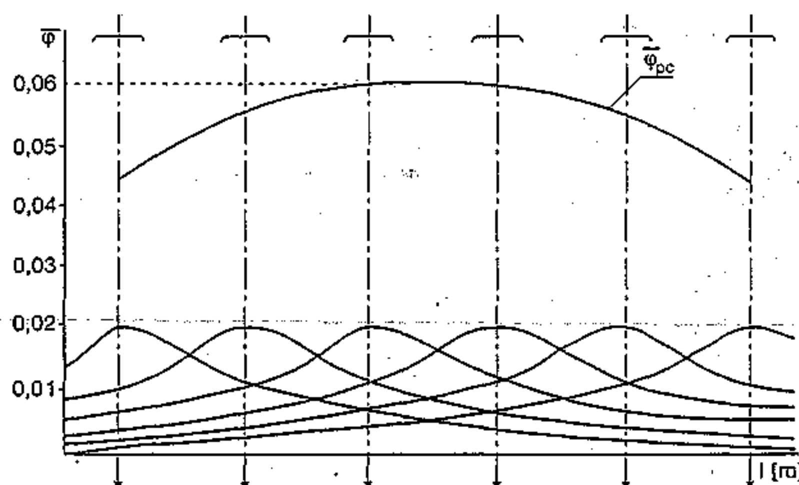
unde:

d - diametrul țevilor d = 1" = 0,025 m
n - numărul de țevi n = 6 buc
v - viteza apei în țevi v = 0,15 m/s
Δt - ecartul de temperatură Δt = 150 - 70 = = 80 K

Tabelul 4.5.8. Caracteristicile termice și constructive ale tuburilor radiante E.R.

Tuburi radiante	ER 17	ER 22	ER 38
Putere termică [kW]	17	22	38
Randament [%]	87	87	87
Diametrul tuburilor [mm]	57	76	100
Lungimea totală [m]	4,530	5,265	5,946
Masa [kg]	65	92	124
Presiunea gazelor naturale [mbar]	20 ... 30	20 ... 30	20 ... 30





Punctul	F	E	D	C	B	A
A	0,001	0,002	0,004	0,008	0,010	0,02
B	0,002	0,004	0,008	0,010	0,02	0,01
C	0,004	0,008	0,001	0,02	0,01	0,008
D	0,008	0,01	0,02	0,01	0,008	0,004
E	0,010	0,02	0,01	0,008	0,001	0,002
F	0,02	0,01	0,008	0,001	0,002	0,001
Σ	0,045	0,054	0,060	0,060	0,054	0,045

b

Fig. 4.5.47. Schema de calcul a coeficientului unghiular mediu $\overline{\varphi}_{pc}$ (ex. 3): *a - amplasarea panourilor; b - calculul coeficientului unghiular $\overline{\varphi}_{pc}$.*

c - căldura masică 1,16 W/kg·K
q_p - fluxul termic unitar cedat de panou $q_p = 690$ W/m^2
a - lățimea panoului $a = 1,05$ m
ρ - densitatea apei pentru $t_m = 100$ °C, $\rho = 950$ kg/m^3
Înlocuind se obține: $L_t \approx 650$ m
Rezultă că este necesar înserierea a câte 6 benzi de panou pentru obținerea ecartului $\Delta t = 80$ K.

Exemplul de calcul 4

Se cere să se încălzească prin radiație de temperatură medie aceiași hală de la exemplul 3 utilizând tuburi radiante cu gaze.

Rezolvare

- se aleg tuburi radiante tip ER22 care au puterea termică $q_p = 22\,000$ W
- se determină numărul de tuburi radiante

$$n = \frac{Q_h}{q_p} = \frac{920\,000}{22\,000} \approx 42 \text{ buc}$$

- amplasarea în planul încăperii a tuburilor radiante este prezentată în figura 4.5.48

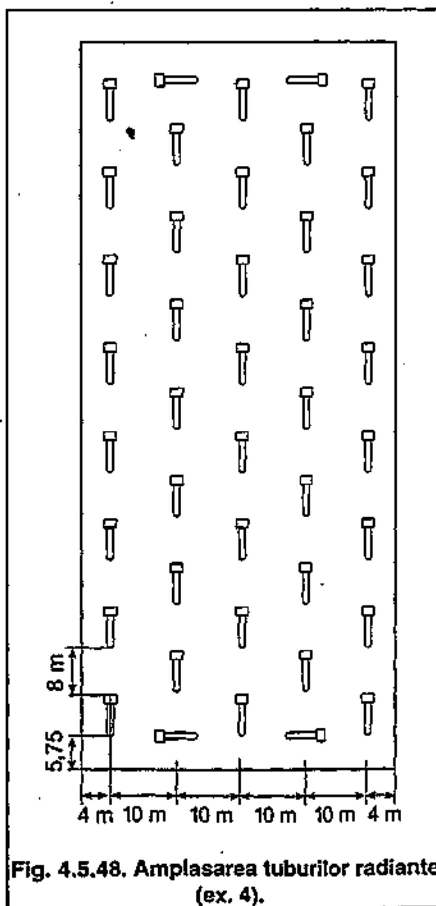


Fig. 4.5.48. Amplasarea tuburilor radiante (ex. 4).

4.5.4. Încălzirea prin radiație de temperatură înaltă

Acest tip de încălzire prin radiație se realizează cu panouri radiante (radianți) cu temperatura de peste 500 °C utilizând gaze naturale sau energie electrică. Randamentul radianților este ridicat chiar și în cazul utilizării combustibililor clasici, deoarece arderea este aproape completă, dar mai ales pentru că gazele de ardere se răcesc până la temperatura încăperii. Dezavantajele principale sunt: consumul de oxigen din încăpere și difuzia, tot în spațiul încăperii, a monoxidului de carbon ca și a vaporilor de apă (în cazul combustibilului gazos).

Sistemul de încălzire prin radiație de temperatură înaltă se poate utiliza:

- în încăperile semideschise sau deschise ca: peroane, terase, terenuri de sport, tribune, amfiteatre în aer liber, șantiere etc;
- la încălzirea unei zone limitate de încăperi cum ar fi locurile de muncă din clădirile industriale neîncălzite, cu densitate de un muncitor la mai mult de 50 m^2;
- în cazul în care consumul de energie înglobată se recuperează prin economii de energie în exploatare într-o perioadă de timp considerată optimă.

4.5.4.1 Panouri radiante ceramice

Construcția unui radiant cu gaze este relativ complexă datorită prezenței elementelor care asigură supravegherea automată a funcționării.

Un radiant cu gaze (panou radiant ceramic - fig. 4.5.49) este compus dintr-un ajutaj, o cameră de amestec, o placă ceramică poroasă și un ecran din aluminiu lustruit la care se adaugă sistemul automat de aprindere și supraveghere a funcționării.

Camera de amestec este racordată la ajutaj care permite absorbția aerului din atmosferă prin acțiunea jetului de gaze combustibile ce ies printr-o duză. Suprafața radiantă care limitează cutia de amestec este construită dintr-o placă ceramică din material refractar, perforată pe toată grosimea cu orificii a-

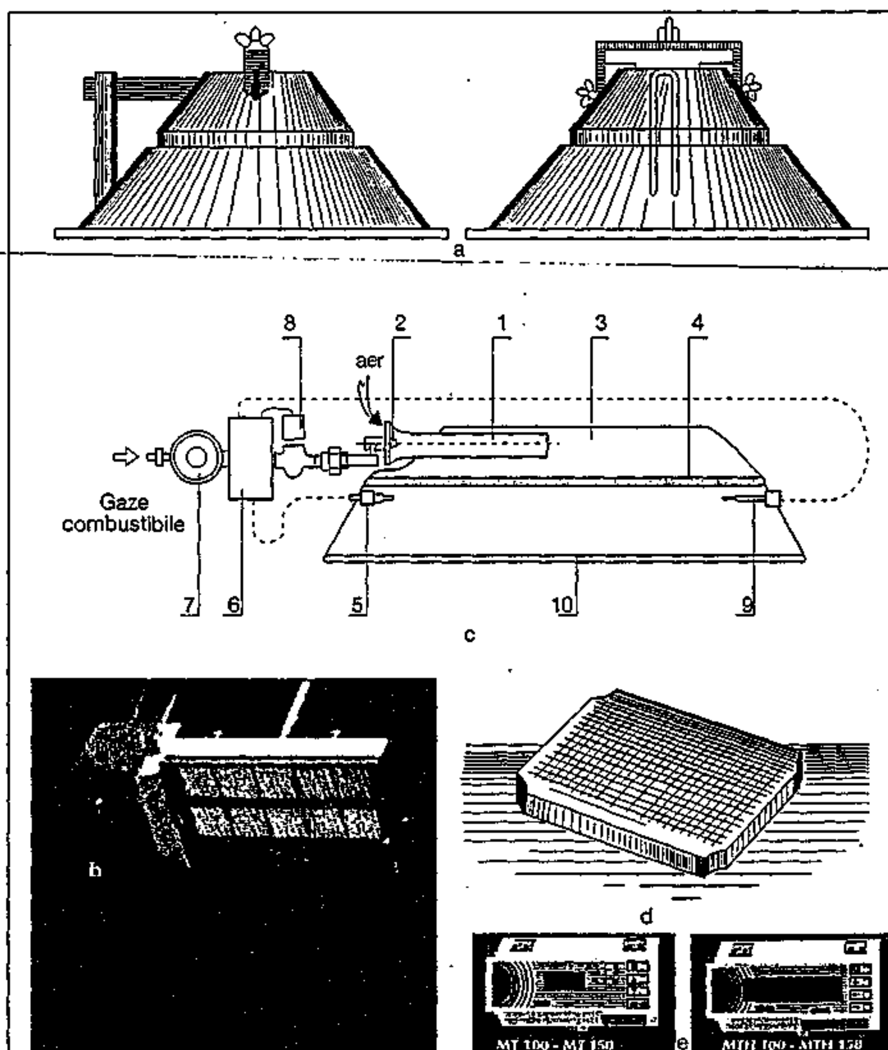


Fig. 4.5.49. Panou radiant ceramic:
a - vedere laterală și din față; b - vedere în poziție de lucru; c - elemente componente; d - placă ceramică; e - module de automatizare;
1 - ajutaj; 2 - duză; 3 - cameră de amestec; 4 - placă ceramică; 5 - bujie; 6 - automat de comandă și control; 7 - regulator de presiune; 8 - ventil electromagnetic; 9 - termocuplu; 10 - ecran din aluminiu. MT100 - MT150: reglarea temperaturii (1 sau 2 regimuri); MT100 - MTH150: reglarea temperaturii cu programare zilnică sau săptămânală.

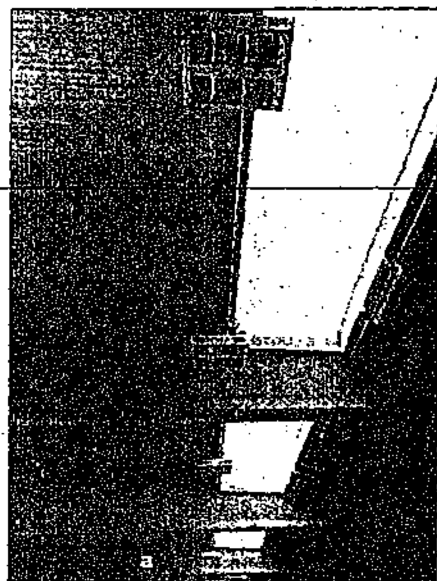
vând dimensiunea de 0,5...0,7 mm. În placa refractară se produce arderea catalitică a amestecului de combustibil ajungând la temperatura de 850 °C. În fața plăcii radiante se prevede un grătar metalic care ajută la uniformizarea arderii.

Arderea completă a gazului la temperatură înaltă și răcirea gazelor de ardere până la temperatura încăperii conduc la randamente foarte ridicate de 94...96 % (randamentul radiației este de circa 55 %). Bioxidul de carbon rezultat din ardere nu este toxic totuși, concentrația limită este de 0,5 %. Din arderea gazului rezultă și vapori de apă care pot conduce la mărirea umidității relative a aerului din încăpere și la condensarea pe suprafețele interioare ale elementelor de construcții. Se impune o ventilare, de regulă naturală, care să asigure aerul proaspăt - aproximativ 20 m^3/h pentru 1 kW putere instalată. Acest lucru se realizează, de regulă, prin neetanșeitățile elementelor de construcții mobile (ferestre, uși), sau prin realizarea unui sistem de ventilare naturală organizată. Este necesar ca la proiectarea instalațiilor folosind panouri radiante ceramice să se verifice prin calcul concentrația de nocivități din aerul încăperii, ca rezultat al funcționării tuturor radianților, aceasta nedepășind concentrația admisibilă.

De asememea, trebuie respectate prevederile cuprinse în normativele în vigoare (pentru protecția muncii, calitatea în construcții, paza contra incendiilor, distribuția gazelor).

Panourile radiante ceramice se fabrică cu puteri cuprinse între 4 și 35 kW.

Societatea SBM INTERNATIONAL din Franța produce 10 tipodimensiuni de panouri radiante ceramice (tab. 4.5.49 a) prevăzute cu module de automatizare care asigură o reglare a temperaturii cu 1 sau 2 regimuri precum și o reglare a temperaturii cu programare zilnică sau săptămânală a încălzirii (fig. 4.5.49 e).



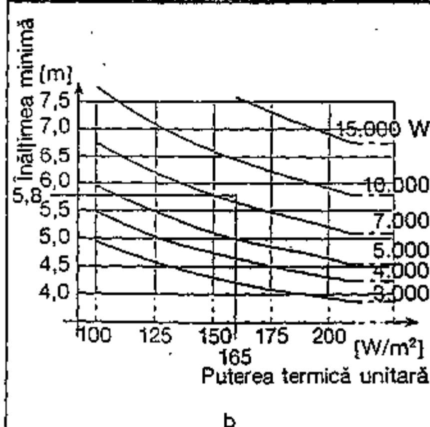


Fig. 4.5.50. Montarea panourilor radiante ceramice:
a - vedere dintr-o hală încălzită cu panouri radiante ceramice; b - înălțimea minimă de montare a panourilor radiante ceramice SBM INTERNATIONAL.

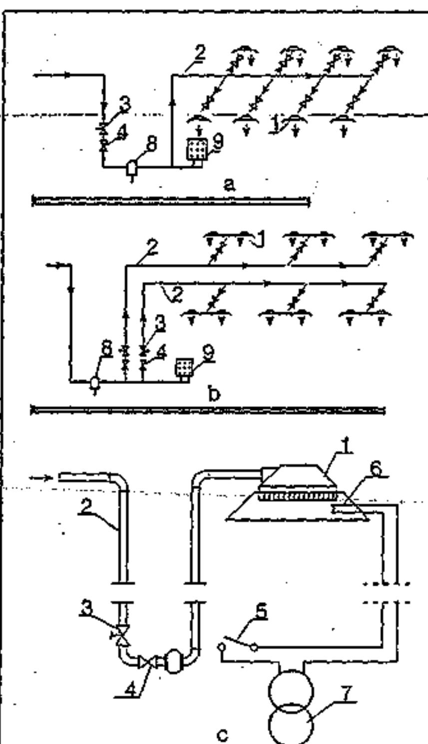


Fig. 4.5.51. Alimentarea cu gaze combustibile a panourilor radiante ceramice:
a - varianta cu o singură rețea de conducte; b - varianta cu două rețele de conducte; c - schema de principiu pentru aprinderea automată;
1 - radiant; 2 - conductă de alimentare cu gaze; 3 - robinet de siguranță; 4 - robinet de manevră; 5 - întrerupător; 6 - rezistență electrică; 7 - transformator electric; 8 - supapă de blocare; 9 - tablou de comandă.

4.5.4.2 Amplasarea panourilor radiante ceramice

Pentru încălzirea spațiilor închise, radianții se amplasează asemănător cu modul de dispunere a panourilor radiante metalice sau a tuburilor radiante. Se ține seama și de zona marginală a încăperii, prevăzându-se panouri radiante înclinate spre interior, sub un unghi de 30° față de verticală sau așezând panourile la distanțe mai mici unul față de altul decât cele din zona interioară.

Din cauza temperaturii ridicate a plăcii radiante, nu este indicat să se amplaseze panourile la o înălțime mai mică de 3...4 m de la pardoseală, ținându-se seama de efectul periculos al radiației asupra capului omului. De asemenea, pentru evitarea pericolului de incendiu, panourile radiante trebuie așezate la o distanță mai mare de 1,5 m de materialele combustibile, astfel încât aerul sa nu se încălzească peste 50 °C. În figura 4.5.50 este arătat modul de amplasare a panourilor radiante ceramice într-o hală industrială.

Pentru panouri radiante ceramice SBM INTERNATIONAL în figura 4.5.50a, sunt date înălțimile minime de montare în funcție de puterea termică unitară la sol și tipul panoului.

Pentru o mai bună exploatare și siguranță în funcționare, la instalațiile dotate cu mai multe panouri radiante, trebuie să se prevadă un sistem de aprindere cu comandă la distanță, precum și aparatura de siguranță automată contra scăpărilor accidentale de gaze combustibile (fig. 4.5.51).

4.5.4.3 Panouri radiante cu halogeni

Panoul este executat dintr-un tub c halogeni derivat din cele utilizate pentru iluminat și este prevăzut cu un manșon filtru de culoarea rubinului (fig. 4.5.52).

Un reflector de mare precizie

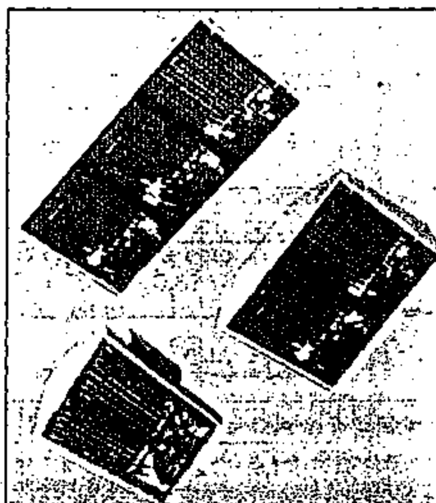


Fig. 4.5.52. Panouri radiante cu halogen.

focalizează energia radiantă asupra zonei de lucru.

Temperatura reflectorului este foarte scăzută, în timpul funcționării suprafața lui putându-se atinge cu mâna. De asemenea, se conservă toate calitățile luminii în ceea ce privește directivitatea, insensibilitatea la umiditate, silențiozitatea și absența curenților de aer.

În afara avantajelor sus menționate se mai pot adăuga: posibilitatea reglării continue a puterii; folosirea unor detectoare de prezență a persoanelor în zona de încălzit care cuplează și decuplează sistemul, la intrarea și ieșirea din zonă a persoanelor, obținând astfel maximum de economie de energie; posibilitatea programării exacte a perioadelor de funcționare în timp; folosirea în scopuri mixte, încălzire și iluminat zonal.

Caracteristicile tehnice ale panourilor radiante cu halogen sunt date în tabelul 4.5.9.

În tabelul 4.5.10 sunt date puterea termică unitară la sol și temperatura aerului din zonele încălzite cu radianții cu halogeni.

4.5.4.4 Amplasarea panourilor radiante cu halogeni

Din punct de vedere al modului de amplasare a panourilor radiante cu halogeni, acesta nu diferă prea mult de cel folosit la amplasarea panourilor ceramice. În general, se montează la perete sub un unghi de 45°, distanțele de securitate fiind date în tabelul 4.5.11.

Distanța minimă față de suprafața încălzită este de 3 m. Suprafața încălzită și puterea la sol în funcție de înălțime, pentru un aparat orientat la 45°, sunt date în tabelul 4.5.12.

4.5.4.5 Dimensionarea instalațiilor

4.5.4.5.1 Bazele de calcul

Calculul instalațiilor de încălzire prin radiație de temperatură înaltă este, în general, asemănător celui expus pentru instalațiile de încălzire prin radiație de temperatură medie.

Etapele calculului de dimensionare sunt următoarele:

- calculul pierderilor de căldură Q_h (§ 4.5.2.7.2.1);
- alegerea tipului de panou radiant ceramic q_p, [W/panou];
- determinarea numărului de panouri radiante:

$$n_p = Q_h/q_p \qquad (4.5.14)$$

- amplasarea panourilor în planul încăperii, recomandându-se satisfacerea următoarelor condiții:

• panouri amplasate în mijlocul încăperii

$$\frac{a_i \cdot b_i}{H^2} = 0,8...1; \quad 1 < \frac{a_i}{b_i} < 2 \qquad (4.5.15)$$

unde:

- a_i este distanța între axele transversale a două panouri alăturate [m];
- b_i - distanța între axele longitudinale a două panouri alăturate [m];
- H - distanța pe verticală între panou și om, stabilită astfel:

• $H = H_p$ - 1,0 m pentru om în picioare
• $H = H_p$ - 0,7 m pentru om stând pe scaun,

unde H_p este distanța pe verticală între panou și pardoseală;

→ panouri amplasate la margine încăperii;

$$a_m = \frac{a_i}{1+z}; \quad b_m = \frac{b_i}{1+z} \qquad (4.5.16)$$

→ panouri amplasate la colțul încăperii:

$$a_c = \frac{a_i}{1+2z}; \quad b_c = \frac{b_i}{1+2z} \qquad (4.5.17)$$

- verificarea ca mărimile puterilor termice ale panourilor radiante sau de colț, să respecte condițiile:

$$q_{pm} = (1 + z) \cdot q_{pi} \quad [W/m^2] \qquad (4.5.18)$$

$$q_{pc} = (1 + 2z) \cdot q_{pi} \quad [W/m^2] \qquad (4.5.19)$$

unde valoarea z se determină în funcție de raporturile H^2/S_{pd} și $a_i \cdot b_i/H^2$ și se obține din diagrama din figura 4.5.53;

- calculul valorii distanței minime necesare, în raport cu omul

$$H_{min} = 127,5\sqrt{\frac{S_p}{q_{p\,max}}} + 1,8 \quad [m] \qquad (4.5.20)$$

în care S_p este suprafața unui radiant, sau a mai multor radianți în baterie.

Pentru calculele practice, în tabelul 4.5.13 sunt date valorile înălțimii minime H_{min} de amplasare a panourilor radiante, astfel încât să se evite fenomenul de insolație.

Exemplul de calcul 5

Se cere să se încălzească prin radiație de temperatură înaltă un atelier mecanic (fig.4.5.54) cunoscând următoarele:

- dimensiunile atelierului: lungimea A = 50 m, lățimea B = 25 m și înălțimea H = 6 m;
- pereții exteriori executați cu zidărie din BCA;
- ferestre din termopan; raportul de vitrare S_f / S_p = 1/3;
- uși simple din metal; raportul S_u / S_p = 0,02;
- pardoseală direct pe sol;
- temperatura interioară t_i = + 16 °C;
- construcția este situată într-o regiune cu t_e = - 15 °C.

Rezolvare

- se calculează pierderile de căldură după metoda indicată la § 5.4.2.7.2.1, rezultând Q_h = 165.000 W;
- se aleg panouri radiante cu halogeni, tip H1530, a căror putere termică este q_p = 3 000 W/panou;
- se determină numărul de panouri radiante aplicând relația 4.5.14

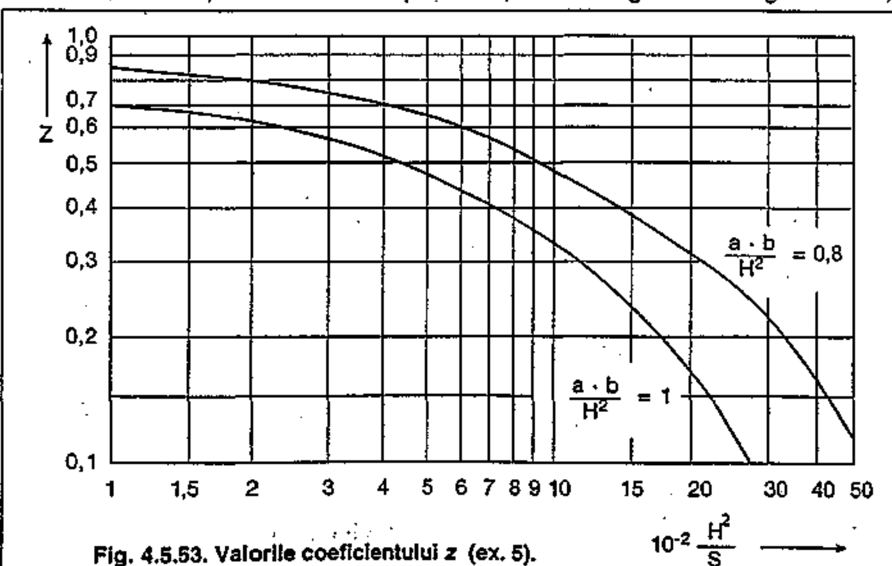


Fig. 4.5.53. Valorile coeficientului z (ex. 5).

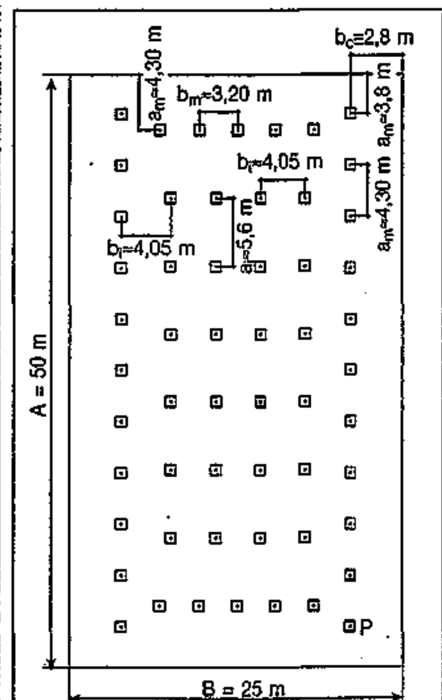


Fig. 4.5.54. Încălzirea unui atelier mecanic cu panouri radiante cu halogeni (ex. 5).

Tabelul 4.5.9 a. Caracteristicile tehnice ale panourilor radiante ceramice SBM INTERNATIONAL - Franța

Model	Puterea termică [kW]		Masa
	min.	max.	[kg]
B6 SX	2,5	2,8	2,5
B8 SX	3,3	3,65	2,9
B10 SX	3,8	4,25	3,1
B12 SX	5,1	5,65	3,4
B16 SX	6,75	7,5	4,1
B20 SX	7,6	8,45	5,0
B24 SX	10,2	11,35	5,5
B32 SX	13,5	15,0	6,7
B32-2SX	13,5	15,0	6,7
B64-2SX	27,0	30,0	12,2

Tabelul 4.5.9 b. Caracteristicile tehnice și constructive ale panourilor radiante cu halogeni

Panoul radiant	H 1515	H 1530	H 1545
Putere [W]	1500	3000	4500
Alimentare electrică [V]	220	220	220
Intensitatea [A]	6,8	13,6	20,5
Număr de lămpi	1	2	3
Lungimea de undă [μm]	1,2	1,2	1,2
Masa netă [kg]	3,5	6,5	9,5
Dimensiuni [mm]	434 x 350 x 140	434 x 610 x 140	434 x 875 x 140

Tabelul 4.5.10. Puterea la sol și temperatura aerului realizate cu panourile radiante cu halogeni

Domeniul de utilizare	Puterea termică unitarăla sol [W/m²]	Temperatura zonei de lucru [°C]
Atelier — Garaj	135	18
Depozit – Sală de expoziție	270	20
Sală de sport	100	16
Sală de ședințe	270	20
Sală de clasă	270	20
Biserică	200	20
Zonă de încărcare	200	16

Tabelul 4.5.11. Distanțele de securitate ale panourilor radiante cu halogen

Panoul radiant	Distanța la perete [mm]	Fixarea pe plafon [mm]	Fixarea pe perete [mm]
	A	B	C
H 1510	400	500	500
H 1530	400	720	720
H 1545	400	930	930

$$n_p=\frac{Q_h}{q_p}=\frac{165\,000}{3000}=55 \text{ panouri}$$

- se face amplasarea panourilor radiante în planul încăperii, recomandându-se satisfacerea următoarelor condiții:

• panouri amplasate în mijlocul încăperii; se aplică relația 4.5.15:

$$\frac{a_i \cdot b_i}{H^2}=0,8...1;\ 1<\frac{a_i}{b_i}<2$$

unde s-a considerat:

a_i = 5,6 m; b_i = 4,05 m și

$H = H_p$ - 1,0 = 6 - 1 = 5 m

Înlocuind în relațiile de mai sus se pot obține:

$$\frac{a_i b_i}{H^2}=\frac{5,6 \cdot 4,05}{5^2}\cong 0,9;\ \frac{a_i}{b_i}=\frac{5,6}{4,05}=1,39$$

valori care se înscriu în limitele cerute de relațiile 4.5.15

• panouri amplasate la marginea încăperii; se aplică relațiile 4.5.16:

$$a_m=\frac{a_i}{1+z};\quad b_m=\frac{b_i}{1+z}$$

unde z se determină din graficul din figura 4.5.53 în funcție de rapoartele $H^2/S_p = 5^2/(50 \cdot 25)$ = 0,02 și $(a_i \cdot b_i)/H^2$ = 0,9 rezultând z = 0,24; se obține:

a_m = 5,6/(1 + 0,24) = 4,45 m

b_m = 4,05/(1 + 0,24) = 3,25 m.

S-au ales distanțele a_m = 4,3 m și b_m = 3,2 m

• panouri amplasate la colțul încăperii; se aplică relațiile 4.5.17:

$$a_c=\frac{a_i}{1+2z};\quad b_c=\frac{b_i}{1+2z}$$

unde pentru z = 0,24 rezultă

a_c = 5,6/(1 + 0,48) = 3,8 m;

b_c = 4,05/(1 + 0,48) = 2,8 m

- se aleg noile valori ale puterilor termice de margine și de colț, utilizând relațiile 4.5.18 și 4.5.19, adică:

• puterile termice ale panourilor radiante de margine vor fi:

$q_{pm} = (1+z) \cdot q_{pi} = (1+0,24) \cdot 3000 = 3720$ W

• puterile termice ale panourilor radiante de colț vor fi:

$q_{pc} = (1+z) \cdot q_{pi} = (1+0,48) \cdot 3000 = 4440$ W

Se aleg în final:

- panouri pentru interior tip H1530, N_i = 24 buc.

- panouri pentru marginea încăperii tip H1530, N_m = 28 buc;

- panouri pentru colțurile încăperii tip H1545, N_c = 4 buc;

Cele 56 de panouri vor acoperi un debit de căldură:

Q = 24·3000 + 28·3720 + 4·4420 = = 193920 W

față de necesarul Q_n = 165000 W

- se calculează valoarea distanței minime necesară pe care trebuie să o aibă panourile radiante în raport cu capul omului astfel încât să fie îndeplinită condiția de evitare a fenomenului de iradiere, aplicând relația 4.5.20

$$H_{min}=127,5\sqrt{\frac{S_p}{q_{Pmax}}}+1,8$$

În cazul de față, suprafața panoului S_p se alege pentru panoul radiant de tip H1545 care este

S_p = 0,434 · 0,875 = 0,40 m²

Rezultă:

$$H_{min}=127,5\sqrt{\frac{0,40}{4420}}+1,8\approx 3 \text{ m}$$

Panourile fiind montate la o înălțime H = 5m, este îndeplinită condiția de evitare a iradierii.

Exemplul de calcul 6

Se cere să se încălzească prin

radiație utilizând panouri radiante cu halogeni un garaj deschis având dimensiunile A = 24m și B = 5m.

Rezolvare

Se aplică relația după BUSH-NELSON, pentru determinarea numărului „N" de panouri radiante:

$N = (q_s \cdot S_p)/1500$

în care:

- q_s este puterea termică specifică la suprafața pardoselii [W/m²], care se poate lua din tabelul 4.5.10 în funcție de domeniul de utilizare (în cazul de față pentru garaj;
- q_s = 135 W/m²);
- S_p - suprafața pardoselii garajului $S_p = 5 \times 24 = 120$ m²

Se obține $N = (135 \cdot 120)/1500 = 11$ panouri radiante tip H1515.

Înălțimea de montare se alege din tabelul 4.5.12, plecând de la distanța la perete D, necesară. În cazul de față, pentru D = B = 5 m, rezultă înălțimea H = 3,0 m.

Se alege mărimea care, conform acestor criterii, este de aproximativ 1/4 din puterea specifică q_s, adică 135/4 = = 34 W/m².

Se găsește în tabelul 4.5.12 panoul radiant tip H1515 care are valoarea 30 W/m², cea mai apropiată de cea necesară de 34 W/m².

Tabelul 4.5.12. Suprafața încălzită și puterea termică unitară la sol în funcție de înălțime pentru un panou radiant cu halogeni orientat la 45°

Înălțimea de montare H [m]	Dimensiunile zonei încălzite			Puterea termică unitară medie cedată [W/m²]		
	Distanța de perete D [m]	Lățime L [m]	Suprafața S [m²]	H 1515	H 1530	H 1545
2,5	4	7	30	50	—	—
3,0	5	9	45	30	60	90
3,5	6	11	65	20	40	60
4,0	7	13	90	15	30	45
4,5	8	15	120	12	25	37
5,0	9	17	150	10	20	30

Tabelul 4.5.13 Valorile înălțimii minime H_{min} de amplasare a panourilor radiante ceramice

Suprafața panourilor S_p, [m²]	Înălțimea minimă H_{min} [m] pentru t_i [°C]				
	- 10	0	+ 5	+ 10	+ 15
0,03	3,1	3,3	3,5	3,75	4,1
0,06	3,6	3,9	4,2	4,6	5,1
0,09	4,0	4,3	4,7	5,2	5,8
0,12	4,4	4,75	5,1	5,7	6,5
0,15	4,7	5,1	5,5	6,1	7,0
0,18	5,0	5,4	5,9	6,5	7,5

4.6. Încălzirea cu pompe de căldură

Ameliorarea eficacității proceselor energetice, industriale sau gospodărești se realizează în mare măsură prin introducerea în circuitul energetic a surselor secundare care apar și se dezvoltă simultan cu aceste procese.

Pompele de căldură fac parte din categoria acestor surse care pot aduce o contribuție importantă la o mai bună utilizare a energiei pentru alimentarea cu căldură la niveluri termice moderate, solicitate de numeroase procese tehnologice și, în special, pentru încălzirea și prepararea apei calde de consum a clădirilor civile și industriale.

Pompa de căldură este o instalație termică, care servește la „pomparea" căldurii de la o temperatură scăzută la una mai ridicată, adică preia căldura E_{IZ} de la un izvor de căldură cu un potențial termic scăzut, de temperatură T_{IZ} și cedează unui consumator căldura E_C, la un potențial termic mai ridicat, de temperatură T_C, consumând în acest scop o energie de acționare E_A. Aceasta, calitativ superioară izvorului și consumatorului de căldură, suferă o „devalorizare" până la nivelul T_C al consumatorului de căldură, regăsindu-se cantitativ în căldura cedată acestuia.

$$E_{IZ} + E_A = E_C \quad \text{[kWh]} \qquad (4.6.1)$$

Derivând din instalația frigorifică, fiind identică constructiv cu aceasta, dar deosebindu-se prin scopul urmărit, pompa de căldură poate fi întâlnită sub toate cele trei tipuri clasice: cu comprimare mecanică, cu ejecție sau cu absorbție. Totuși, aplicațiile cele mai frecvente se bazează pe instalația cu compresie mecanică, acționată cu motor electric sau termic și pe instalația cu absorbție.

Izvorul pompei de căldură poate fi:
- aerul (atmosferic, evacuat din incintele climatizate, gazele de ardere etc.);
- apa (de suprafață, subterană, geotermală sau tehnologică);
- solul (pământul, deșeurile menajere).

Consumatorul de căldură poate fi:
- încălzirea unor spații, cu mențiunea că se impun sisteme cu temperatură scăzută (cu aer cald, cu panouri radiante, de pardoseală etc.);
- prepararea apei calde de consum;
- diverse procese tehnologice (uscare, distilare etc).

Izvorul pompei de căldură trebuie corelat cu consumatorul adecvat, atât din punct de vedere al simultaneității și constantei în timp a debitului, al temperaturilor sursei reci și calde, cât și al distanței relative.

Caracteristicile tehnice și constructive principale ale unor pompe de căldură produse de câteva firme mai importante sunt prezentate în tabelul 4.6.1.

4.6.1. Criterii privind utilizarea pompelor de căldură

Implementarea unei pompe de căldură într-un sistem de încălzire este determinată de următoarele criterii:
- energetice (performanța la diferite temperaturi exterioare, constanța în timp a acestor performanțe, cantitatea și calitatea energiei de acționare solicitată, energia suplimentară de vârf necesară, resursele energetice din imediata vecinătate);
- economice (întreținerea necesară și costul exploatării, investiția corespunzătoare, durata de amortizare);
- diverse (posibilitatea recuperării căldurii din clădire, modul de utilizare a căldurii la consumator, agentul termic utilizat, posibilitatea utilizării simultane cu căldura produsă și a efectului frigorific adiacent, fiabilitatea instalației, posibilitățile de reglare, nivelul de zgomot, gabaritul etc).

Când sunt luate în calcul mai multe influențe din cele mai sus menționate, analiza eficacității unui sistem de încălzire cu o pompă de căldură este mai corectă.

Pompa de căldură poate acoperi, singură, întregul necesar de căldură al consumatorului sau doar o parte, la funcționarea în regim bivalent, când o sursă clasică (centrala termică, încălzirea electrică) completează acest necesar, în perioada vârfului de sarcină. În acest caz se disting trei situații de funcționare (fig. 4.6.1).
- când temperatura exterioară coboară sub temperatura limită de încălzire t_{LI}, necesarul de căldură este asigurat integral de pompa de căldură, aceasta producând chiar mai mult decât pierderile de căldură ale clădirii, până la temperatura punctului de echilibru termic, t_{PET};
- când temperatura exterioară scade sub t_{PET}, caz în care aportul gratuit de căldură de la mediu se diminuează, pompa de căldură asigură doar parțial necesarul de încălzire, restul fiind suportat de o sursă clasică, de vârf;
- când temperatura izvorului t_e atinge punctul de oprire t_{PO}, sub care pompa de căldură nu mai funcționează eficient, aceasta se deconectează, necesarul de căldură fiind acoperit integral de sursa clasică.

Aceste regimuri de funcționare depind de zona climatică în care este amplasată clădirea. Pentru zonele temperate, se apreciază că pompa de căldură acoperă 2/3 din necesarul anual de încălzire.

În perioada rece, când rețelele electrice sunt foarte solicitate, comutarea pe o sursă clasică, bazată pe o centrală termică (cu combustibil solid, lichid sau gazos) descarcă aceste rețele de consumul pentru alimentarea pompei de căldură, contribuind la exploatarea mai rațională a sistemului energetic.

4.6.2. Indicatori energetici și economici referitori la pompele de căldură utilizate pentru încălzire

Pentru stabilirea performanțelor pompelor de căldură precum și a eficienței globale a ansamblului pompă de căldură - instalație, este necesară cunoașterea indicatorilor energetici și economici ai acestor sisteme.

4.6.2.1 Indicatori energetici

Indicatorii energetici necesari analizei implementării pompelor de căldură în instalațiile de încălzire sunt: eficiența reală a pompei de căldură $\varepsilon_{PC,R}$, eficiența globală a pompei de căldură $\varepsilon_{PC,G}$, eficiența globală a instalației $\varepsilon_{I,G}$, eficiența globală anuală a pompei de căldură $\varepsilon_{PC,G,AN}$ și eficiența globală anuală a sistemului de încălzire $\varepsilon_{SI,G,AN}$.

Funcționarea unei pompe de căldură este caracterizată prin coeficientul de performanță COP, definit ca raportul dintre efectul util produs (energia termică generată, E_C) și ceea ce se consumă pentru obținerea lui (energia de acționare, E_A). Acest indicator este denumit și eficiența pompei de căldură ε_{PC}.

$$COP = \varepsilon_{PC} = \frac{E_C}{E_A} \qquad (4.6.2)$$

Din bilanțul energetic al pompei de căldură, se evidențiază legătura dintre eficiența unei instalații care lucrează ca pompă de căldură ε_{PC} sau ca instalație frigorifică ε_{IF}.

$$\varepsilon_{PC} = \frac{E_{IZ} + E_A}{E_A} = 1 + \frac{E_{IZ}}{E_A} = 1 + \varepsilon_{IF} \qquad (4.6.3)$$

Cele mai rentabile sisteme sunt cele

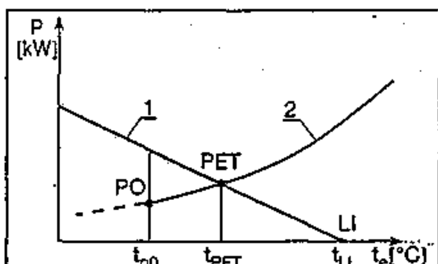


Fig. 4.6.1. Asigurarea necesarului de căldură în funcție de temperatura exterioară:
LI - limita de încălzire; PET - punctul de echilibru termic; PO - punctul de oprire a încălzirii; 1 - necesarul de căldură; 2 - puterea termică a pompei de căldură.

care utilizează simultan cu căldura produsă și efectul frigorific adiacent E_{IZ}, în acest caz eficiența totală este:

$$\varepsilon_{PC+IF}=\frac{E_C+E_{IZ}}{E_A}=$$

$$=\frac{E_{IZ}+E_A+E_{IZ}}{E_A}=\varepsilon_{PC}+\varepsilon_{IF} \qquad (4.6.4)$$

În funcție de temperaturile de referință, se deosebesc două eficiențe ale pompei de căldură. Luând în considerare procesele termodinamice ideale parcurse de agentul de lucru, ambele eficiențe sunt teoretice:

- eficiența teoretică a surselor $\varepsilon_{PC,TS}$ care se referă la temperaturile celor două surse de căldură: a izvorului T_{IZ} și a consumatorului T_C obținând:

$$\varepsilon_{PC,TS}=\frac{T_C}{T_C-T_{IZ}}=\frac{1}{1-\frac{T_{IZ}}{T_C}} \qquad (4.6.5)$$

- eficiența teoretică a ciclului $\varepsilon_{PC,TC}$, care, apreciind pierderile datorate ireversibilităților externe prin diferențele finite de temperatură dintre medii, din aparatele în care se preia de la izvor și se cedează consumatorului căldura, se referă la temperaturile între care se desfășoară ciclul ideal al pompei de căldură, cea din vaporizator T_V și cea din condensator T_{Cd}. În acest caz, eficiența coincide cu cea a ciclului Carnot inversat, parcurs între aceleași temperaturi ε_C.

$$\varepsilon_{PC,TC}=\varepsilon_C=\frac{T_{Cd}}{T_{Cd}-T_V} \qquad (4.6.6)$$

Tabelul 4.6.1. Caracteristicile tehnice și constructive ale unor pompe de căldură

Firma	Tip pompă de căldură	Putere termică Φ_{Cd} [kW]	Mod funcționare			Agent termic	Tip constructiv	Model	Condiții de lucru
			Bivalent	Reversibil	Dublu efect				
AIRWELL	Aer_E / aer	2,4...15,82	EL	Da	—	—	Mono, multi split	ARIZONA MULTICONFORT	t_e = 7 °C / t_i = 20 °C
	Apă / aer	1,9...3,84	—	Da	—	—	Monobloc	CAOR	t_{Wi} = 16 °C (recirculată) t_i = 20 °C
SAMPO	Aer_E / aer	2,3...8,1	—	Da	—	R22	Split	ANG / AUG	t_e = 7 °C / t_i = 20 °C
DE LONGHI	Aer_E / aer	2,4...16,3	EL	Da	—	R22	Mono, multi split	DUAL, TRIAL	t_e = 7 °C / t_i = 20 °C
	Aer_E / apă	6,8...15,1	—	Da	—	R22	Monobloc	DLWH	t_e = 7 °C / t_{AC} = 40/45 °C
DAIKIN	Aer_E / aer	2,6...16,3	EL	Da	—	R22, R134a	Mono, multi split	VRV	t_e = 7 °C / t_{AC} = 21 °C
	Aer_E / apă	14...53	—	Da	—	R22	Monobloc	UWYE	t_e = 7 °C / t_{AC} = 40/45 °C
	Apă / apă	16,1...886,8	—	Da	—	R22	Monobloc	EUWH	t_W = 12 °C / t_{AC} = 40/45 °C
WESPER (MC Quay)	Apă / aer	1,7...25,2	—	Da	—	R22, R134a	Monobloc	CHH; HWH	t_W = 21 °C (buclă apă) t_i ==21 °C
TRANE	Aer_E / aer	1,8...63,5	EL	Da	—	R22	Mono, multi split	MWX	t_e = 7 °C / t_i = 21 °C
	Aer_E / aer	21...64,6	EL	Da	—	R22	Monobloc	RCX / BPH	t_e = 7 °C / t_i = 21 °C
	Aer_E / apă	10...282	EL	Da	—	R22, R134a	Monobloc	CXAD	t_e = 7 °C / t_{AC} = 40/45 °C
	Aer_R / apă	10,7...35,4	EL	Da	—	R22	Monobloc	BWV	t_e = 20 °C / t_{AC} = 40/45 °C
	Apă / aer	10,5...67	EL	Da	—	R22, R134a	Monobloc	CXC	t_W = 20 °C (buclă apă) t_i ==21 °C
CIAT	Aer_E / aer	2,7...20,2	EL	Da	—	—	Mono, multi split	ISD, ISE	t_e = 7 °C / t_i = 19 °C
	Aer_E / aer	13,4...97,6	EL	Da	—	R22	Monobloc	6D, 6E	t_e = 5 °C / t_i = 20 °C
	Aer_E / aer	6,5...300	—	Da	—	R22	Monobloc	IM/TMA/ /TDB	t_e = 0 °C / t_{AC} = 40/45 °C
	Apă / aer	2,2...10,1	EL	Da	—	R22	Monobloc	PCBV/PCBH	t_W = 21 °C (buclă apă) t_i = 21 °C
	Apă / apă	8,6...1497	—	Da	—	—	Monobloc	TBB/LG/RET	t_{We} = 7 °C / t_{AC} = 40/45 °C
CARRIER	Aer_E / aer	6,7...41	—	Da	—	R22	Split	38YCB/ 38AQS	t_e = 8,3 °C / t_i = 21,1 °C
	Aer_E / aer	6,8...93,5	EL	Da	—	R22	Monobloc	50HS/50QU	t_e = 8,3 °C / t_i = 21,1 °C
	Aer_E / apă	5...188,2	—	Da	—	R22	Monobloc	HYDROFLOW	t_e = 7 °C / t_{AC} = 40/45 °C
	Apă / aer	2,2...9,3	EL	Da	—	—	Monobloc	50QN	t_W = 21/11 °C (buclă apă) t_i = 21 °C
	$Apă_E$ / apă	8,5...47,7	—	Da	—	R22	Monobloc	30SQ	t_{Wi} = 16 °C / t_{AC} = 40/45 °C
	Apă / apă	$\varnothing_c$=73,8+$\varnothing_0$=60,7 $\varnothing_c$=1512+$\varnothing_0$=1233	—	—	Da	R22	Monobloc	30NP/30HQ	t_{We} = 7 °C / t_{AC} = 35 °C
YORK	Aer_E / apă	61...1250	EL	Da	—	R22	Monobloc	YCAN/AWHC	t_e = 7 °C / t_{AC} = 40/45 °C
	Aer_E / apă	221...316	—	Da	—	R22	Monobloc	AWHP	t_e = 7 °C / t_{AC} = 40/45 °C
	Apă/ apă	$\varnothing_C$=254+$\varnothing_0$=196 $\varnothing_C$=388+$\varnothing_0$=293	—	—	Da	—	—	—	t_{We} = 7 °C / t_{AC} = 45 °C

Cum $T_{Cd} > T_C$ şi $T_V < T_{IZ}$, rezultă
$\varepsilon_{PC,TC} < \varepsilon_{PC,TS}$.

Luând în considerare şi pierderile Π_j, datorate ireversibilităţilor interne ale ciclului termodinamic, prin frecările care însoţesc procesele reale de comprimare şi de destindere, se poate determina eficienţa reală $\varepsilon_{PC,R}$:

$$\varepsilon_{PC,R} = \varepsilon_C \cdot \eta_{ex} = \frac{T_{Cd}}{T_{Cd} - T_V} \cdot \left(1 - \sum \Pi_j\right) \quad (4.6.7)$$

unde η_{ex} este randamentul exergetic al ciclului termodinamic real, parcurs de pompa de căldură.

În figura 4.6.2 este prezentată dependenţa eficienţei reale a pompei de căldură cu compresie mecanică, acţionată cu motor electric, în funcţie de temperatura de vaporizare şi de condensare. Valorile rezultate sunt mai mici cu cca 40...60 % decât cele corespunzătoare eficienţei teoretice a ciclului.

Dacă temperatura consumatorului de căldură este constantă (de exemplu, temperatura interioară a spaţiului de încălzit), atunci performanţa reală a pompei de căldură variază numai cu temperatura de vaporizare (indirect cu cea a izvorului), conform curbei 3 din figura 4.6.3.

• Eficienţa reală a grupului motocompresor $\varepsilon_{R,K}$, pentru pompa de căldură cu electrocompresor se poate defini ca:

$$\varepsilon_{PC,R} = \varepsilon_{R,K} = \frac{\Phi_{Cd}}{P_K} \quad (4.6.8)$$

unde:

- Φ_{Cd} este puterea termică instantanee cedată de condensator şi eventual de ventilatorul acestuia [W];

- P_K - puterea electrică absorbită de motorul compresorului [W].

Obţinută prin încercări termice, $\varepsilon_{R,K}$ include atât imperfecţiunile transferului căldurii (diferenţele de temperatură din vaporizator şi condensator), cât şi pierderile termodinamice, mecanice şi electrice ale compresorului, fiind frecvent indicată de constructorii unor astfel de pompe de căldură.

• Eficienţa globală a pompei de căldură, $\varepsilon_{PC,G}$ corespunde puterii medii orare a condensatorului $\Phi_{Cd,mh}$ şi puterii electrice medii orare absorbite de compresor $P_{K,mh}$, dar şi de utilajele auxiliare $P_{aux,mh}$ (ventilatoare, pompe, rezistenţe electrice pentru degivrare sau încălzire a carterului):

$$\varepsilon_{PC,G} = \frac{\Phi_{Cd,mh}}{P_{K,mh} + P_{aux,mh}} \quad (4.6.9)$$

Dacă izvorul de căldură este aerul exterior, poate apărea givrarea suprafeţei vaporizatorului, diminuându-i performanţele (curba 4 din figura 4.6.3).

• Eficienţa globală a instalaţiei, $\varepsilon_{I,G}$; la sistemele de preparare centralizată a căldurii se ţine seama şi de pierderile din reţeaua de distribuţie Φ_P, încât la consumator ajunge numai puterea termică orară medie utilă $\Phi_{C,mh,u}$, obţinându-se:

$$\varepsilon_{I,G} = \frac{\Phi_{C,mh,u}}{P_{K,mh} + P_{aux,mh}} = \varepsilon_{PC,G} - \frac{\Phi_P}{P_{K,mh} + P_{aux,mh}} \quad (4.6.10)$$

Această eficienţă, redată de curba 5 din figura 4.6.3, caracterizează complet calitatea pompei de căldură.

În general, utilizatorul pompei de căldură este interesat de performanţa acesteia pentru o perioadă de timp (de exemplu, un an), utilizându-se atunci indicatorii sezonieri:

• Eficienţa globală, anuală a pompei de căldură $\varepsilon_{PC,G\,AN}$, care corespunde mediei anuale a eficienţei globale $\varepsilon_{PC,G}$ în timpul sezonului de încălzire:

$$\varepsilon_{PC,G,AN} = \frac{\Phi_{Cd,mAN}}{P_{K,mAN} + P_{aux,mAN}} \quad (4.6.11)$$

Dacă n_{zk} este numărul de zile de încălzire, când temperatura exterioară este t_k, în funcţie de zona climatică, iar n_{hk} este numărul de ore pe zi, de funcţionare a pompei de căldură, la temperatura t_k, numărul anual de ore de funcţionare a pompei de căldură n_{AN} va fi:

$$n_{AN} = \sum_{t_k=t_e}^{t_k=t_{nc}} n_{hk} \cdot n_{zk} \quad (4.6.12)$$

unde:

- t_e este temperatura exterioară, în perioada de încălzire [°C];

- t_{nc} - temperatura exterioară peste care nu se solicită încălzirea datorită aporturilor termice gratuite ale clădirii.

Cu acestea, $\varepsilon_{PC,G,AN}$ se poate scrie sub forma:

$$\varepsilon_{PC,G,AN} = \frac{\sum_{t_k=t_e}^{t_k=t_{nc}} n_{hk} \cdot n_{zn} \cdot \varepsilon_{PC,Gk}}{\sum_{t_k=t_e}^{t_k=t_{nc}} n_{hk} \cdot n_{zn}} \quad (4.6.13)$$

în care $\varepsilon_{PC,Gk}$ este eficienţa globală a pompei de căldură, pentru $t_e = t_k$.

Nu sunt luate în considerare nici pierderile din reţeaua de distribuţie a căldurii şi nici căldura cedată de sursa clasică (de vârf).

Această eficienţă cunoscută şi sub denumirea de eficienţă sezonieră pentru încălzire (ESI) este utilizată, de obicei, pentru întocmirea bilanţurilor energetice ale instalaţiilor echipate cu pompe de căldură.

• Eficienţa globală, anuală, a instalaţiei $\varepsilon_{I,G,AN}$, similară cu $\varepsilon_{PC,G,AN}$, ia în considerare şi pierderile din reţeaua de distribuţie a căldurii până la consumator;

• Eficienţa globală, anuală a sistemului de încălzire $\varepsilon_{SI,G,AN}$, unde sunt luate în calcul atât căldura cedată de sursa de vârf $\Phi_{V,m,AN}$, cât şi puterea consumată pentru acţionarea acestei instalaţii alternative $P_{V,m,AN}$, în cazul funcţionării în regim bivalent.

$$\varepsilon_{SI,G,AN} = \frac{\Phi_{Cd,mAN} + \Phi_{V,mAN}}{P_{K,mAN} + P_{aux,mAN} + P_{V,mAN}} \quad (4.6.14)$$

Această eficienţă este denumită şi coeficient de eficacitate sezonieră, CES.

În cazul instalaţiilor reversibile (pompă de căldură iarna şi instalaţie frigorifică vara), se utilizează o eficienţă sezonieră de încălzire şi răcire ESIR, care raportează puterea termică totală furnizată de instalaţie, funcţionând ca

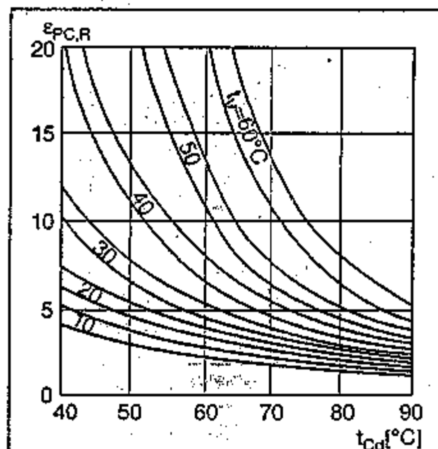


Fig. 4.6.2. Variaţia eficienţei reale a pompei de căldură cu electrocompresor $\varepsilon_{PC,R}$ în funcţie de temperatura de vaporizare t_V şi de condensare t_{Cd}.

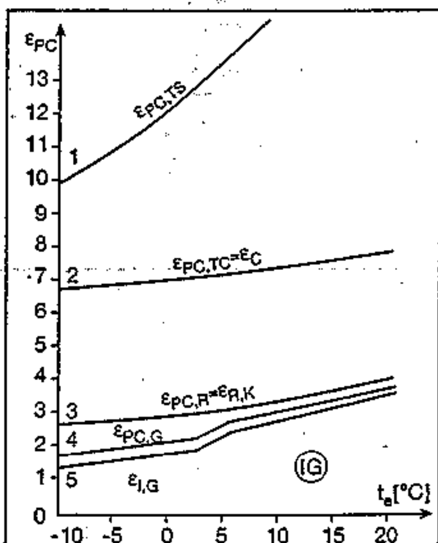


Fig. 4.6.3. Variaţia diferitelor eficienţe ale unei pompe de căldură aer/aer cu temperatura exterioară t_e (pentru temperatura interioară t_i = 20 °C):
1 - eficienţa teoretică a surselor $\varepsilon_{PC,TS}$; 2 - eficienţa teoretică a ciclului $\varepsilon_{PC,TC}$ (eficienţa Carnot ε_C); 3 - eficienţa reală $\varepsilon_{PC,R}$ (eficienţa reală a grupului motocompresor ε_{RK}); 4 - eficienţa globală a pompei de căldură $\varepsilon_{PC,G}$; 5 - eficienţa globală a instalaţiei $\varepsilon_{I,G}$; IG - începutul givrajului.

pompă de căldură sau ca instalaţie de răcire, timp de un an, la puterea electrică totală, consumată în aceeaşi perioadă.

Faţă de cele menţionate anterior, trebuie subliniat că pompele de căldură consumă o energie de acţionare calitativ diferită, în funcţie de tipul instalaţiei. Astfel, instalaţia cu compresie mecanică poate fi acţionată cu energie electrică sau cu combustibil, în timp ce instalaţia cu absorbţie sau ejecţie este acţionată cu energie termică. Dacă se ţine seama şi de randamentele mult diferite de producere chiar a aceleiaşi forme de energie (de exemplu, energia electrică poate fi produsă cu $\eta = 0{,}8$ în centralele hidroelectrice, cu $\eta = 0{,}38...0{,}41$ în centralele termoelectrice sau cu $\eta = 0{,}31...0{,}33$ în centralele atomoelectrice), se poate concluziona că raportarea puterii termice livrate consumatorului la puterea de acţionare a instalaţiei nu poate servi decât la o comparare a performanţelor unor pompe de căldură de acelaşi tip.

Pentru a putea compara corect performanţele unor pompe de căldură de diferite tipuri, se raportează puterea termică utilă livrată anual $\Phi_{u,AN}$ la consumul anual de combustibil echivalent $B_{CE,AN}$, necesar producerii puterii de acţionare, obţinându-se gradul de utilizare al combustibilului φ_{AN}:

$$\varphi_{AN} = \frac{\Phi_{u,AN}}{B_{CE,AN}} \quad [\text{kW/kg}] \qquad (4.6.15)$$

4.6.2.2 Indicatori economici

De regulă, pompa de căldură realizează o economie de combustibil (cheltuieli de exploatare) faţă de instalaţia clasică (centrală termică, încălzirea electrică). La acelaşi consum de combustibil, pompa de căldură livrează mai multă căldură consumatorului, prin aportul gratuit al căldurii preluată de la mediu.

În tabelul 4.6.2 sunt prezentate câteva valori orientative pentru consumul de combustibil B_{CE} şi pentru gradul de utilizare a combustibilului φ, în cazul unei centrale temice şi cel al diferitelor pompe de căldură, la producerea aceleiaşi cantităţi de căldură (Φ_u=100 %).

Tabelul 4.6.2. Comparaţie energetică a diferitelor sisteme de producere a căldurii (Φ_{CONS} = 100 %).
B_{CE} - consum de combustibil, φ - gradul de utilizare a combustibilului

Tipul instalaţiei	B_{CE} [%]	φ [kW/kg]
Centrală termică	120	0,83
Pompă de căldură cu electrocompresor	92	1,09
Pompă de căldură cu motor termic	58	1,72
Pompă de căldură cu absorbţie	78	1,28
Pompă de căldură cu ejecţie	94	1,06

Pe de alta parte, pompele de căldură implică o investiţie suplimentară I_{PC} faţă de cea a instalaţiei clasice I_{CT}, care produce aceeaşi cantitate de căldură.

Oportunitatea implementării unei pompe de căldură într-un sistem de încălzire rezultă pe baza atât a criteriilor energetice cât şi a celor economice. În acest sens, se poate determina numărul de ani în care se recuperează sporul de investiţie $\Delta I = I_{PC} - I_{CT}$ [lei] pe seama economiei de exploatare realizată prin consumul mai scăzut de combustibil $\Delta E = E_{CT} - E_{PC}$ [lei/an]:

$$n = \frac{\Delta I}{\Delta E} \quad [\text{ani}] \qquad (4.6.16)$$

Se apreciază că un număr de 8 - 10 ani este acceptabil, dar această limită variază în timp, în funcţie de politica energetică a ţării.

Micşorarea lui n se poate realiza prin prelungirea funcţionării pompei de căldură, asigurând o funcţionare bivalentă (de la 3000 la 7000 ore/an), sau prin utilizarea alternativă a instalaţiei, iarna ca pompă de căldură, vara ca instalaţie frigorifică.

4.6.3. Instalaţii de încălzire utilizând pompe de căldură aer/aer

În recuperările de căldură, deseori se utilizează aerul ca mijloc de transport al căldurii, în scopul încălzirii unui spaţiu.

Ca izvor, aerul prezintă avantajul accesibilităţii, mai ales în zonele cu climă blândă. Prin utilizarea aerului evacuat din incintele încălzite, temperatura lui mai ridicată şi constantă în timp poate constitui un argument suplimentar.

Încălzirea cu aer cald este economică, necesitând temperaturi reduse, de circa 30 °C, realizate de pompe de căldură cu eficienţe ridicate, acest fapt justificând numărul mare de aplicaţii de acest tip.

Pompele de căldură aer-aer răspândite, în general, în zonele cu climă moderată realizează bune performanţe în sezoanele de tranziţie. Pentru preluarea vârfului de consum, în perioadele foarte reci, sunt prevăzute, de regulă, cu o instalaţie clasică, alternativă (centrală termică la instalaţiile mai mari, încălzire electrică la instalaţiile mai mici).

În numeroase cazuri funcţionarea instalaţiei este reversibilă: vara ca instalaţie de climatizare, iarna ca pompă de căldură.

Puterea termică obişnuită este de 1...5 kW, pentru agregatele individuale, necesare încălzirii unui apartament, ajungând până la 100 kW la sistemele centralizate. Aceste puteri termice reduse conduc la utilizarea numai a pompelor de căldură cu compresie mecanică.

Izvorul pompei de căldură poate fi: aerul exterior, aerul evacuat sau un amestec de aer exterior cu aer recirculat din cel evacuat, ca în figura 4.6.4.

În cazul utilizării numai a aerului exterior, când temperatura suprafeţei vaporizatorului, t_{SV}, coboară sub punctul de rouă al aerului, se produce condensarea vaporilor de apă din aer pe suprafaţa de răcire. Când t_{SV} < 0 °C, condensatul îngheaţă şi are loc givrarea vaporizatorului, cu consecinţe neplăcute asupra preluării căldurii de la izvor, prin rezistenţa termică suplimentară opusă. Se impune astfel degivrarea periodică, operaţie ce necesită întreruperea livrării de căldură către consumator, un consum suplimentar de energie şi, uneori, chiar o investiţie în plus, deci o diminuare a performanţelor pompei de căldură.

După modul de acoperire a necesarului de căldură, instalaţia poate fi prevăzută numai cu o pompă de căldură sau şi cu o sursă de adaos (de vârf), de regulă, o rezistenţă electrică, în cazul funcţionării bivalente.

Totodată, instalaţia poate fi utilizată doar ca pompă de căldură (numai pentru încălzire, deci în sezonul rece) sau/şi ca instalaţie de răcire (concomitent,

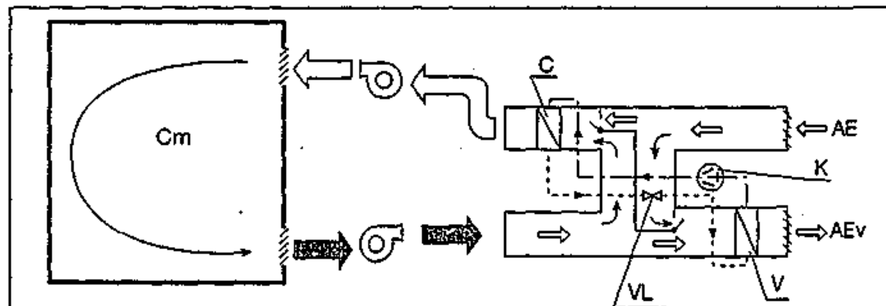


Fig. 4.6.4. Funcţionarea unei pompe de căldură cu amestec de aer exterior şi aer recirculat din interior:
AE - aer exterior; AE_v - aer evacuat; C_m - cameră de încălzit; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator.

cumulând cele două efecte de încălzire și răcire sau alternativ, în sezonul rece). Funcționarea bivalentă sau reversibilă conduce la performanțe superioare.

Din punct de vedere constructiv se disting următoarele pompe de căldură:

• **monobloc**, cu toate echipamentele incluse într-o carcasă amplasată în exterior (pe acoperiș, la sol sau alăturat clădirii deservite), în peretele exterior sau în fereastră și în interior (dulap consolă plasat lângă peretele exterior);

• **split**, cu două unități separate, una plasată în exterior (cuprinzând vaporizatorul și compresorul) și altă plasată în interior (cuprinzând condensatorul). Unitatea interioară poate fi multiplicată, pompa de căldură deservind astfel mai multe încăperi (sistem multisplit).

Caracteristicile tehnice ale pompelor de căldură aer-aer sunt foarte diferite, de la un constructor la altul, prin dimensiunile bateriei de răcire (vaporizatorul) sau de încălzire (condensatorul), mărimea compresorului, debitele de aer, rata recirculării, sistemul de degivrare (tab. 4.6.1).

În figura 4.6.5 este prezentată schema unei pompe de căldură având ca izvor aerul exterior, iar consumatorul este aerul din încăperea de locuit. Funcționarea este în sistem individual (fără sursă de vârf), aceste instalații fiind răspândite în zonele cu climă blândă (sudul SUA), unde temperatura exterioară nu coboară sub 7 °C.

Puterile termice sunt reduse, 5-10 kW, fiind utilizate pentru încălzirea unor apa tamente, vile etc.

Pentru o funcționare cu temperatura de vaporizare t_0 = - 3 °C și cea de condensare t_c = 30 °C, cu R134a, conform diagramelor prezentate pentru vaporizator și condensator, se obține o eficiență reală $\varepsilon_{PC,R}$ = 4,5.

O pompă de căldură aer-aer, cu funcționare bivalentă, care poate utiliza aerul exterior cu temperaturi mai scăzute (până la -12 °C) este prezentată în figura 4.6.6.

Instalația a fost realizată în Germania, servind pentru încălzirea unei vile cu o suprafață utilă de 204 m². Puterea termică a pompei de căldură variază cu temperatura exterioară ca în graficul din figura 4.6.6 b.

Astfel, până la punctul de echilibru termic (t_{PET} = 9 °C), pompa de căldură acoperă integral necesarul de încălzir surplusul furnizat fiind preluat de u.. circuit de apă în schimbătorul de căldură SC și înmagazinat într-un rezervor de acumulare R_{AC}, cu un volum de 3 m³.

Pentru 4 °C < t_e < 9 °C pompa de căldură asigură, parțial, necesarul de căldură. O instalație de vârf (rezistență

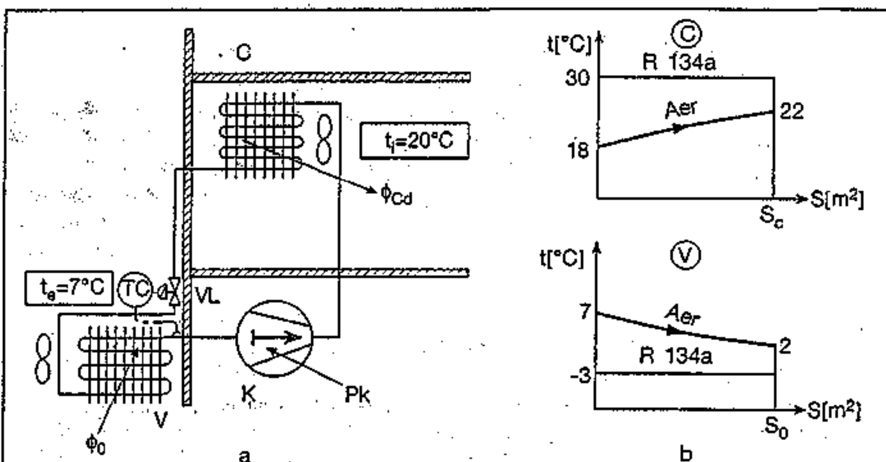


Fig. 4.6.5. Pompă de caldură aer/aer în sistem individual:
a- schema instalației; b- variația temperaturii agenților în condensator și vaporizator; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; P_K - puterea electrică absorbită de compresor [kW]; Φ_{Cd} - puterea termică cedată de condensator [kW]; ϕ_0 - puterea termică absorbită în vaporizator [kW]; S_c, S_0 - suprafața condensator, vaporizator.

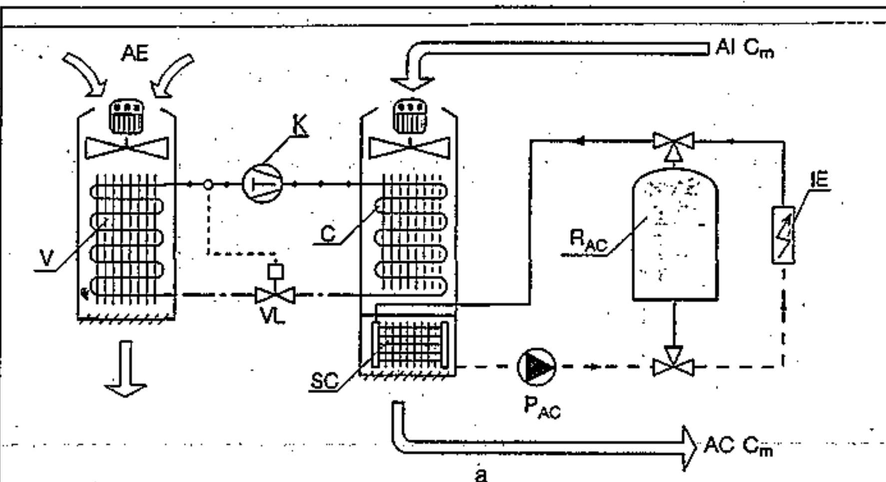


Fig. 4.6.6. Pompă de căldură aer/aer în sistem bivalent:
a - schema instalației; b - acoperirea necesarului de căldură în funcție de temperatura exterioară t_e:
K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; SC - schimbător de caldură; P_{AC} - pompa de circulație apă caldă; R_{AC} - rezervor de acumulare; IE - încălzire electrică; Φ_{NEC} - puterea de încălzire necesară; Φ_{Cd} - puterea termică cedată de condensatorul pompei de căldură; P_{IE} - puterea cedată de încălzirea electrică; PET - punctul de echilibru termic al pompei de căldură; AE - aer exterior; AI C_m - aer interior din camerele încălzite; AC C_m - aer cald spre camerele de încălzit; ⊕ energie termică în exces.

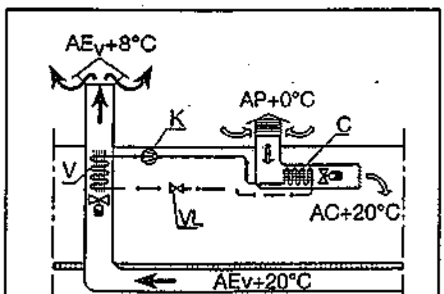


Fig. 4.6.7. Pompă de căldură aer/aer pentru încălzirea unei hale zootehnice:
K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; AE_v - aer evacuat; AC - aer cald; AP - aer proaspăt.

electrică cu P_{IE} = 15 kW) completează cererea de căldură, iar excedentul produs este acumulat în R_{AC}.

Pentru -12 °C < t_e < 4 °C acoperirea necesarului de încălzire se face atât de pompa de căldură şi rezistenţa electrică IE, cât şi prin utilizarea căldurii înmagazinate în R_{AC}.

Acest sistem poate realiza încălzirea pentru întregul sezon rece, cu o eficienţă globală anuală $\varepsilon_{SI,GAN}$ = 2,1.

O pompă de căldură aer-aer, individuală, utilizând ca izvor aerul evacuat dintr-o hală zootehnică şi servind la încălzirea acelei hale, este prezentată în figura 4.6.7.

Astfel, în vaporizator, aerul evacuat se răceşte de la 20 °C la 8 °C, iar aerul exterior, proaspăt, este încălzit în condensator de la 0 °C la 20 °C, fiind introdus apoi în hală.

Eficienţa globală anuală a pompei de căldură este $\varepsilon_{PC,GAN}$ = 2,7.

Schema unei instalaţii utilizată pentru încălzirea şi climatizarea unui centru comercial, cu o suprafaţă de 920 m², este prezentată în figura 4.6.8.

Sunt prevăzute 3 pompe de căldură, fiecare funcţionând bivalent, asigurând încălzirea centrului iarna şi climatizarea vara. O instalaţie frigorifică suplimentară este utilizată, tot anul, pentru răcirea alimentelor.

Încălzirea centrului este asigurată, în funcţie de temperatura exterioară t_e, astfel:

- până la t_e = 12 °C, necesarul de încălzire este acoperit de degajările interne ale complexului şi de căldura cedată de condensatorul instalaţiei frigorifice IF;
- pentru 2 °C < t_e < 12 °C, funcţionează şi pompa de căldură 1;
- pentru -5 °C < t_e < 2 °C, funcţionează şi pompa de căldură 2;
- pentru -10 °C < t_e < -5 °C, funcţionează şi pompa de căldură 3;
- pentru t_e < -10 °C, intră în funcţiune şi încălzirea de vârf SA (electrică).

Eficienţa globală, anuală, a sistemului de încălzire este $\varepsilon_{SI,GAN}$ ≅ 4.

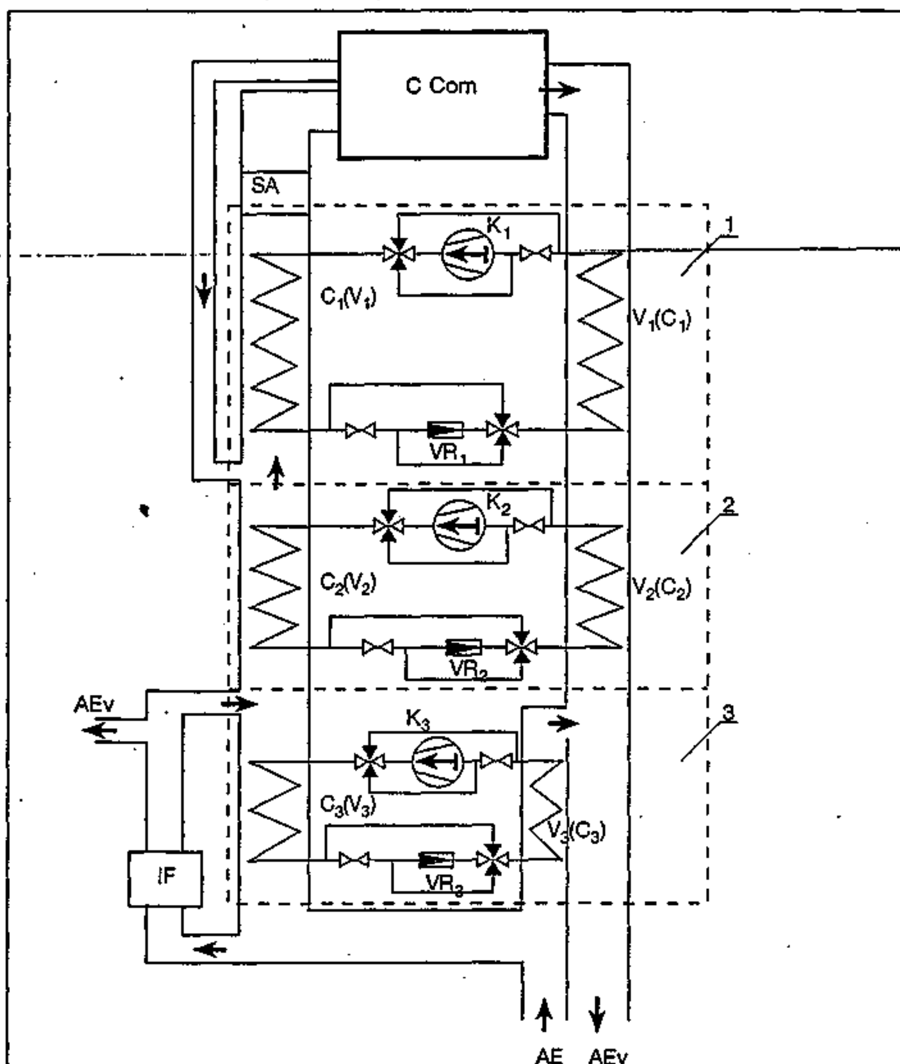


Fig. 4.6.8. Sistem bivalent de încălzire şi climatizare a unui complex comercial, utilizând pompe de căldură aer/aer:
1, 2, 3 - pompe de căldură; K_1, K_2, K_3 - compresoare; C_1, C_2, C_3 - condensatoare; VR_1, VR_2, VR_3 - ventile de reglare; V1, V2, V3 - vaporizatoare; IF - instalaţie frigorifică; SA - sursă termică de adaos; AE - aer exterior; AE_v - aer evacuat; C Com - centru comercial.

4.6.4. Instalaţii de încălzire utilizând pompe de căldură aer-apă

Încălzirea spaţiilor poate fi realizată şi cu apă, preparată în condensatorul pompei de căldură. Aceste sisteme se dezvoltă continuu, atât pentru încălzirea clădirilor existente cât şi pentru cele noi.

Corpurile de încălzire impun temperatura ce trebuie produsă de pompa de căldură:

- în ventiloconvectoare, ejectoconvectoare sau aeroterme t_w = 40 °C;
- în panourile radiante (de pardoseală, de perete) t_w = 35 °C.

La sistemele cu izvor de căldură aerul exterior, dependente de temperatura exterioară, cum temperatura apei preparate trebuie să fie mai ridicată în zilele friguroase, în aceste zile pompa de căldură este frecvent înlocuită de încălzirea centrală clasică. În figura 4.6.9 sunt prezentate performanţele unor pompe de căldură aer exterior-apă, în funcţie de temperatura exterioară t_e şi de sistemul de încălzire utilizat (panouri radiante, corpuri de încălzire).

Funcţionarea compresorului în regim mai greu, face ca punctul de oprire PO al pompei de căldură să fie plasat la temperaturi mai ridicate decât la sistemele aer-aer. În plus, apar probleme şi cu givrarea vaporizatorului, deşi decuplarea pompei de căldură la temperaturi

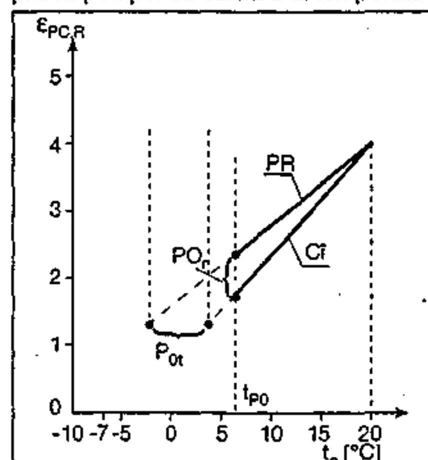


Fig. 4.6.9. Performanţele pompei de căldură aer exterior/apă, în funcţie de temperatura exterioară t_e şi de sistemul de încălzire:
PO_t - punctul de oprire teoretic; PO_r - punctul de oprire real; PR - panouri radiante; CÎ - corpuri de încălzire; $\varepsilon_{PC,R}$ - eficienţa reală a pompei de căldură.

mai ridicate (aproximativ 37 °C) poate elimina acest inconvenient.

Utilizarea aerului evacuat, ca izvor al pompei de căldură, prin temperatura mai ridicată și constantă în timp (15...22 °C) prelungește funcționarea instalației și în sezonul foarte rece. În figura 4.6.10 sunt prezentate performanțele pompelor de căldură aer evacuat-apă, în funcție de temperatura apei calde preparate, t_w.

Din punct de vedere constructiv, sunt întâlnite, în general, echipamente monobloc, incluzând și pompa de circulație a apei calde. Plasarea lor poate fi făcută în exterior, la sistemele cu aer exterior sau în interior, la cele cu aer evacuat.

Primele sisteme implică izolarea termică a condensatorului și a conductelor de apă. Pentru limitarea pierderilor de căldură, aceste instalații se pot separa într-o unitate exterioară (incluzând vaporizatorul și compresorul) și una interioară (cuprinzând condensatorul și pompa de apă), alcătuind un sistem split.

Folosind ca izvor de căldură aerul, aceste pompe de căldură se utilizează pentru puteri termice mici și medii (15...150 kW), la încălzirea locuințelor, birourilor, minihotelurilor, halelor industriale, sau pentru prepararea apei calde de consum. Utilizarea ventilatoarelor, pentru intensificarea vitezei aerului cald, ridică probleme, prin zgomotul produs, la amplasarea în spațiile de dormit.

În figura 4.6.11 se prezintă schema unei pompe de căldură aer exterior-apă, realizată de firma AIRWELL.

Instalația lucrează în regim bivalent: pentru $t_e \geq 6$ °C, pompa de căldură asigură tot necesarul de încălzire, pentru $t_e < 6$ °C, pompa de căldură este oprită (evitând problemele de givrare) și este pusă în funcțiune instalația clasică de încălzire, care alimentează aceleași corpuri de încălzire.

Deoarece vaporizatorul (plasat în exterior) este inundat de lichid la oprirea instalației, pentru protecția compresorului se prevede o butelie antișoc B_{AS}.

Compresorul este de tip ermetic sau semiermetic, cantitatea de agent de lucru din instalație fiind cuprinsă între 2 și 15 kg. Electrovana EV, de echilibrare a presiunii înalte IP și joase JP, în timpul opririi compresorului, permite demararea ușoară a compresorului monofazat.

În figura 4.6.12. este prezentată schema unei pompe de căldură aer exterior-apă, cu compresie mecanică cu motor termic, realizată de firma LINDE pentru asigurarea încălzirii și a apei calde de consum, pentru un imobil colectiv (37 apartamente).

Pentru $t_e > 0$ °C, pompa de căldură asigură întreg necesarul de căldură, datorită și recuperărilor din schimbătoarele de căldură înseriate condensatorului (RM - răcitorul motorului termic, RG - răcitorul de gaze de ardere).

La $t_e = 0$ °C,

$$\Phi_{NEC} = \Phi_{Cd} + \Phi_{RM} + \Phi_{RG} = 109 \text{ kW} \quad (4.6.17)$$

Fig. 4.6.11. Pompă de căldură aer exterior/apă (tip AIRWELL):
K - compresor; C - condensator; VT - ventil termostatic; V - vaporizator; B_{AS} - butelie antișoc; D - deshidrator; EV - electrovană de echilibrare a presiunii; CS - clapetă de sens; P_{AC} - pompa de circulație apă caldă; R - corp de încălzire; JP - joasă presiune; IP - înaltă presiune; AE - aer exterior.

Fig. 4.6.12. Pompă de căldură aer exterior/apă, reversibilă, cu compresie mecanică cu motor termic (tip LINDE):
MT - motor termic; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; RM - răcitor al motorului termic; RG - răcitor de gaze de ardere; CT - cazan termic cu combustibil gazos; B - boiler; PR - pardoseală radiantă; P_{AC} - pompa de circulație apă caldă; P_R - pompă circuit răcire motor termic; ACC - apă caldă de consum; GA - gaze de ardere; CG - combustibil gazos; AE - aer exterior; A - conductă de apă; AR - apă rețea; TC - termostat; Φ_0 - putere termică absorbită în vaporizator [kW]; P_K - puterea electrică absorbită de compresor [kW]; Φ_{Cd} - puterea termică cedată de condensator [kW]; Φ_{RM} - puterea termică cedată de răcitorul motorului termic [kW]; Φ_{RG} - puterea termică cedată de răcitorul gazelor de ardere [kW].

Fig. 4.6.10. Performanțele pompei de căldură aer evacuat/apă, în funcție de temperatura apei calde preparate t_W:
Φ_{Cd} - puterea termică cedată de condensator [kW]; P_K - puterea electrică absorbită de compresor [kW]; $\varepsilon_{PC,R}$ - eficiența reală a pompei de căldură.

iar puterea de acţionare a compresorului P_K = 30 kW, încât eficienţa reală a pompei de căldură este $\Phi_{PC,R}$ = 3,6.

La temperaturi mai scăzute (t_e < 0 °C), pompa de căldură este oprită, necesarul de căldură mai mare (Φ_{NEC} =175 kW, la t_e = -12°C) este acoperit de o sursă de adaos CT (centrala termică cu gaze).

Instalaţia prepară apă caldă pe ecartul 25/55 °C, cu care se produce într-un boiler B apă caldă de consum cu t = 50 °C şi se realizează încălzirea prin pardoseală radiantă PR.

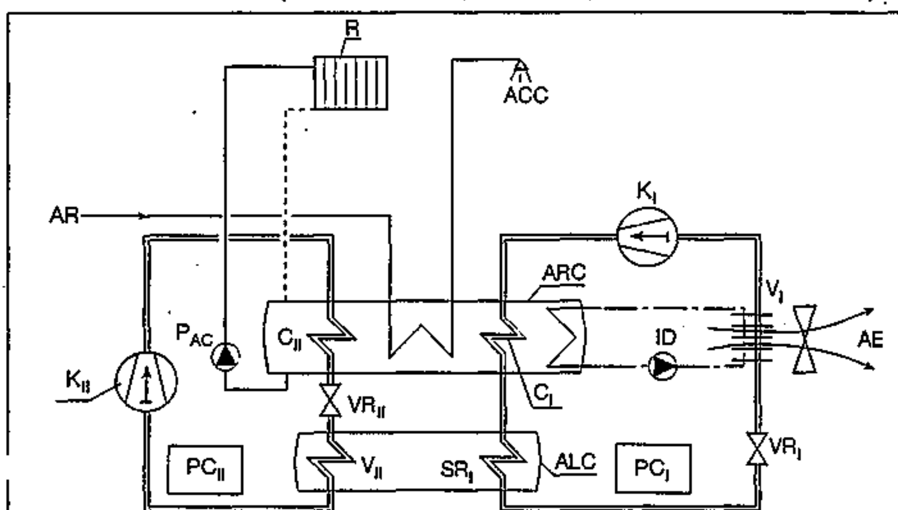


Fig. 4.6.13. Pompă de căldură aer/apă, pentru încălzirea şi prepararea apei calde de consum la o locuinţă individuală:
PC_I, PC_{II} - pompe de căldură; K_I, K_{II} - compresoare; C_I, C_{II} - condensatoare; SR_I - subrăcitor; VR_I, VR_{II} - ventile de reglare; V_I, V_{II} - vaporizatoare; P_{AC} - pompă de circulaţie apă caldă; R - corp de încălzire; ID - instalaţie de degivrare; ARC - acumulator rapid de căldură; ALC - acumulator lent de căldură; AR - apă rece; ACC - apă caldă de consum; AE - aer exterior.

Figura 4.6.13 prezintă schema unei instalaţii în cascadă, utilizată pentru încălzirea şi prepararea apei calde de consum, pentru o locuinţă individuală, cu suprafaţa locuibilă de 170 m².

Pentru $t_e \geq$ -3 °C, pompa de căldură PC_I preia căldura de la aerul exterior în V_I şi o cedează prin C_I unui acumulator rapid de căldură ARC. Subrăcitorul SR, cu un ecart mare de temperatură, alimentează un acumulator lent de căldură, ALC.

Pentru t_e < -3 °C, pompa de căldură PC_I este oprită şi se porneşte pompa de căldură PC_{II}, aceasta pompând căldura din acumulatorul lent în cel rapid.

La t_e = -3 °C, necesarul de căldură Φ_{NEC} = 16 kW.

Agentul de lucru utilizat, R12 (în prezent necesitând un substituent), parcurge ciclul PC_I, între t_0 = -10 °C şi t_c = 55 °C.

Degivrarea vaporizatorului V_I se face cu apă caldă din acumulatorul rapid de căldură ARC, prin instalaţia de degivrare ID.

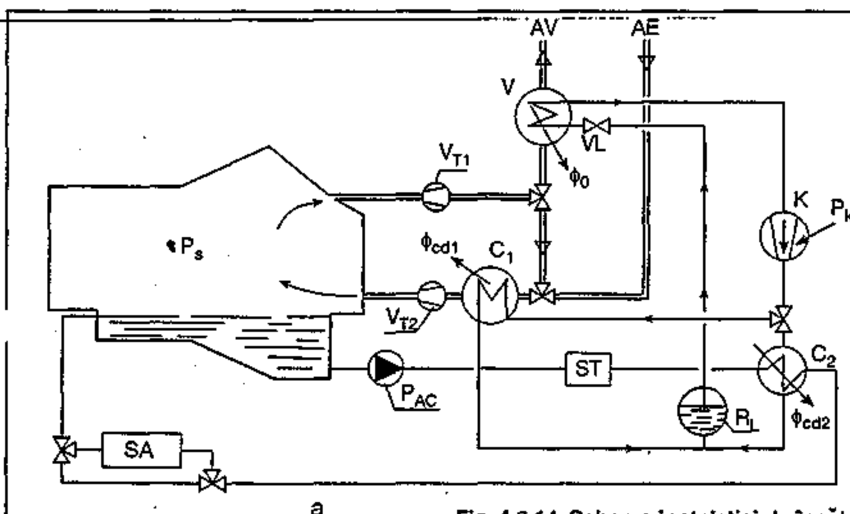
A doua pompă de căldură, PC_{II}, parcurge un ciclu între t_0 = 4 °C şi t_C = 55 °C.

Apa caldă livrată are t_1 = 50 °C. Încălzirea este asigurată prin convectoare, cu întoarcerea apei la t_2 = 40 °C.

Puterile electrice instalate ale celor două compresoare sunt P_{KI} = 3,75 kW şi P_{KII} = 3 kW.

Eficienţa globală anuală a instalaţiei este $\varepsilon_{I,GAN}$ = 1,8.

În figura 4.6.14 este prezentată schema unei instalaţii realizate de firma LINDE pentru climatizarea şi încălzirea apei unei piscine acoperite. Iarna, aerul exterior de stare E este amestecat cu aer recirculat din interior de stare I, amestecul de stare M fiind apoi încălzit în condensatorul C_1 până la starea C, când este introdus în piscină. Instalaţia funcţionează ca pompă de căldură, izvorul ei fiind aerul evacuat din interiorul piscinei, de stare I, care cedează căldura în vaporizatorul V (procesul I-R). În plus, în condensatorul C_2 se prepară apă caldă pentru bazinul piscinei. Dacă fluxul Φ_{cd2}, cedat de condensatorul C_2, nu este suficient pentru încălzirea completă a apei, se foloseşte şi sursa alternativă (electrică) SA.



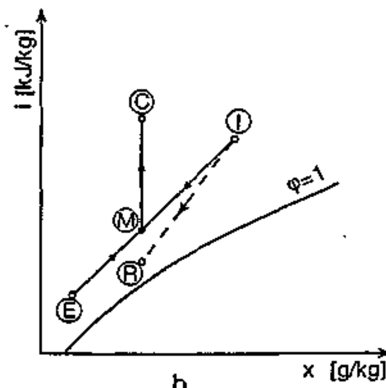


Fig. 4.6.14. Schema instalaţiei de încălzire a unei piscine acoperite, cu o pompă de căldură (realizată de firma LINDE):
a - schema instalaţiei; b - procesele de tratare a aerului;
K - compresor; C_1, C_2 - condensatoare; R_L - rezervor de lichid; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; V_{T1}, V_{T2} - ventilatoare; P_{AC} - pompă de circulaţie apă caldă; ST - staţie de tratare a apei; SA - sursa alternativă de căldură; P_K - puterea electrică absorbită de compresor [kW]; AV - aer viciat; AE - aer exterior; P_s - piscină; Φ_0 - puterea termică absorbită în vaporizator de la aerul evacuat [kW]; Φ_{cd1} - puterea termică cedată de condensatorul C_1 aerului introdus [kW]; Φ_{cd2} - puterea termică cedată de condensatorul C_2 apei [kW].

4.6.5. Instalaţii de încălzire utilizând pompe de căldură apă-aer

Utilizarea principală a acestor instalaţii este pentru încălzirea clădirilor individuale (sau colective), birourilor şi restaurantelor.

Cum ciclul realizat de pompa de căldură este mai uşor (izvorul are tempe-

ratura mai ridicată, iar încălzirea cu aer solicită o temperatură de condensare scăzută), aceste instalații vor avea performanțe superioare celor de tip aer-aer sau aer-apă.

La pompele de căldură apă-aer, circuitul apei poate fi deschis sau închis (în buclă).

Instalațiile cu circuit deschis sunt utilizate numai ca pompe de căldură pentru încălzirea spațiilor, fiind realizate monobloc și amplasate în consolă, sub fereastră.

Pentru amplasarea în spații care solicită un zgomot redus, compresorul se plasează într-o carcasă insonorizată și se renunță la ventilatorul condensatorului (încălzirea aerului realizându-se prin convecție liberă).

Instalațiile în circuit închis (buclă de apă) sunt utilizate atât ca pompe de căldură (iarna), cât și ca instalații de răcire (vara), fiind reversibile (cu un sistem de inversiune a ciclului).

Sunt utilizate, în principal, la clădirile care solicită simultan căldură și frig o perioadă importantă a anului. În această categorie sunt incluse clădirile cu fațadele diametral opuse (nord și sud sau est și vest), cât și cele care au spații interne importante și fațade mult vitrate.

Bucla de apă înmagazinează căldura Φ_{AC}, cedată de condensatoarele altor instalații frigorifice utilizate (pentru climatizarea sălilor de calculatoare, pentru depozitarea alimentelor) și chiar a aparatelor de iluminat (răcite cu apă).

Pentru compensarea variațiilor de volum ale apei, se prevede un vas de expansiune închis, cu pernă de azot.

Iarna, instalația funcționând ca pompă de căldură asigură încălzirea clădirii; bucla de apă, servindu-i ca izvor de căldură, se răcește, întâlnindu-se situațiile:

a) $\Phi_{AC} < \Phi_{IZ}$, se pune în funcțiune o sursă alternativă, care încălzește suplimentar apa din buclă;

b) $\Phi_{AC} = \Phi_{IZ}$, cazul de echilibru energetic al buclei;

c) $\Phi_{AC} > \Phi_{IZ}$, se evacuează mediului în căldura în exces, prin turnul de răcire cu circuit închis.

În general, când apa din buclă are temperatura 18 °C < t_w < 32 °C. Când t_w < 18 °C (cazul a) se pornește sursa alternativă de căldură. Când t_w > 32 °C (cazul c) se pornește sistemul de răcire a buclei, prin turnul de răcire. Utilizarea unei pompe de caldură suplimentare, reversibilă, de tip aer exterior-apă, care să realizeze simultan aceste două cerințe, conduce la performanțe superioare ale întregului sistem.

În figura 4.6.15 este prezentată schema unei pompe de căldură apă-aer, cu apa în circuit deschis, utilizată la încălzirea unei clădiri individuale.

Agentul termic este R134a, care parcurge ciclul pompei de căldură între t_o = 3 °C și t_c = 30 °C, asigurând o eficiență reală $\varepsilon_{PC,R}$ = 5,5.

Vaporizatorul este de tip multitubular, cu vaporizarea freonului în spațiul dintre țevi, apa circulând în țevi, pentru a permite curățirea periodică.

Dacă temperatura râului este mai scăzută există pericolul înghețării apei în vaporizator. În acest caz se folosesc vaporizatoare imersate în bazin, cu vaporizarea freonului în țevi, eventuala gheață formându-se la exterior.

Schema din figura 4.6.16 prezintă o instalație reversibilă, în bucla de apă, funcționând iarna ca pompă de căldură apă-aer, iar vara ca instalație frigorifică, bucla de aer răcind condensatorul.

În situația de iarnă izvorul pompei de căldură îl constituie cedările de căldură de la aparatele răcite de bucla de apă. Când nu este suficient, se pornește și sursa alternativă de căldură, SA. Dacă bucla de apă conține căldură în exces, aceasta se cedează mediului prin turnul de răcire cu circuit închis.

4.6.6. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură apă-apă

Aceste instalații sunt utilizate:

- la recuperarea căldurii în marile clădiri, cu degajări importante din unele spații (climatizate) și utilizarea ei la încălzirea celorlalte spații (care solicita căldură);
- pentru încălzirea și prepararea apei calde de consum din locuințe individuale sau colective, clădiri industriale sau agrozootehnice, complexe sportive, folosind un izvor extern de căldură.

Puterile termice realizate sunt în concordanță cu disponibilul izvorului de căldură, fiind întâlnite în domeniul valorilor medii și mari (500...5000 kW).

Derivând din instalațiile frigorifice pentru produs apă glacială, cu condensator răcit cu apă, se bazează pe compresia mecanică sau pe absorbție. Din punct de vedere constructiv sunt realizate monobloc și amplasate într-un spațiu tehnic.

Funcționarea pompei de căldură est asociată unei surse alternative de căldură (sistem bivalent) și unui turn de răcire (pentru eliminarea excesului de căldură).

Pot funcționa numai în regim de pompă de căldură sau/și ca instalație frigorifică. Reversibilitatea este asigurată prin inversarea ciclului agentului de lucru (la instalațiile de puteri mai mici) sau a circuitelor de apă (la instalațiile mari).

În figura 4.6.17 se prezintă schema

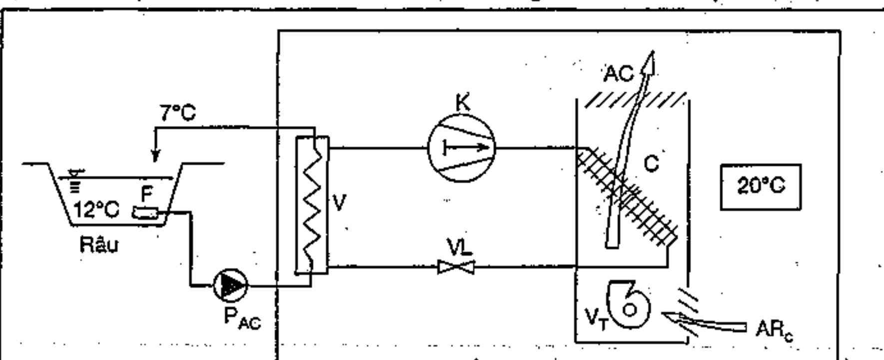


Fig. 4.6.15. Pompă de căldură apă/aer, cu apă în circuit deschis:
K - compresor, C - condensator, VL - ventil de laminare, V - vaporizator, F - filtru de apă, P_{AC} - pompa de circulație apă, V_T - ventilator, AC - aer cald, AR_c - aer recirculat.

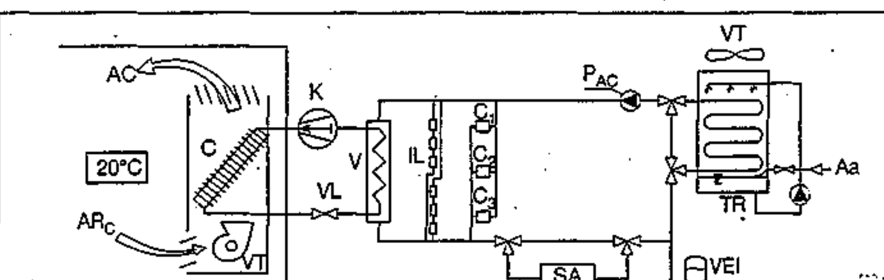


Fig. 4.6.16. Pompă de căldură apă/aer, cu apă în circuit închis (în bucla de apă):
K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; IL - aparate de iluminat răcite cu apă; C_1, C_2, C_3 - condensatoare ale altor instalații frigorifice; P_{AC} - pompă de circulație apă; SA - sursa alternativă de căldură; TR - turn de răcire; VEI - vas de expansiune închis; VT - ventilator; AC - aer cald; ARc - aer recirculat; Aa - apă adaos.

unei instalații care asigură încălzirea și prepararea apei calde pentru dușuri și bazine, la baia centrală din Zurich.

Sunt prevăzute două pompe de căldură cu compresie mecanică cu amoniac: una pentru încălzire, având ca izvor apa de râu, cu t_{min} = 1,5 °C, a doua, pentru prepararea apei calde de consum, având ca izvor apa evacuată de la dușuri și băi.

O sursă alternativă de căldură, SA și un schimbător de căldură pentru apa de consum SC, asigură temperatura dorită și în perioada friguroasă.

Încălzirea de bază se realizează prin pardoseală iar cea suplimentară, cu aer cald, menținându-se t_i = 25 °C. Apa caldă de consum este livrată cu 45 °C.

Puterea termică totală a instalației este 700 kW. Eficiența globală anuală a sistemului, $\varepsilon_{SI,GAN}$ = 3,2.

ı figura 4.6.18 sunt prezentate două pompe de căldură de puteri foarte mari (5 MW) realizate în București, pentru prepararea apei calde de consum și pentru încălzirea corpului administrativ la două platforme industriale.

Sunt folosite instalații cu: a) absorbție-resorbție (A-R) și b) compresie-absorbție (K-A), în soluție hidroamoniacală, capabile să producă apă caldă cu o temperatură ridicată (72 °C, respectiv 67 °C).

Izvorul de căldură este apa industrială de răcire a utilajelor, recirculată la turn.

Coeficienții de performanță reali (eficiențele) ai celor două instalații sunt:

$$\varepsilon_{PC,R(A-R)}=\frac{\Phi_A+\Phi_R}{\Phi_F}=\frac{5}{3,2}=1,56 \quad (4.6.18)$$

$$\varepsilon_{PC,R(K-A)}=\frac{\Phi_A}{P_K}=\frac{5}{1,25}=4 \quad (4.6.19)$$

unde: - Φ_A, Φ_R sunt puterile termice cedate de absorbitor și resorbitor [kW]; - Φ_F - puterea termică consumată de fierbător [kW]; - P_K - puterea electrică consumată de compresor [kW].

4.6.7. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură sol-aer și sol-apă

Utilizarea solului ca izvor de căldură prezintă următoarele avantaje:

- accesibilitate;
- constanța temperaturii în timp, de la o adâncime dependentă de zona climatică și natura terenului, conform figurii 4.6.19;
- temperatură destul de ridicată, chiar în sezonul rece;
- când se folosește ca izvor solul cu deșeuri menajere, căldura degajată în timpul fermentării acestora ridică temperatura solului cu 2...3 °C.

Dezavantajele principale sunt:

- conductivitate termică a solului foarte scăzută, care conduce la suprafețe mari pentru captarea căldurii;
- investiție ridicată, datorată acestor mari suprafețe ale captatoarelor plasate în sol.

Din considerentele menționate, aceste pompe de căldură sunt utilizate la încălzirea locuințelor individuale, asigurând integral necesarul de căldură.

Rar este plasat în sol chiar vaporizatorul pompei de căldură. Se preferă utilizarea unui fluid intermediar (apă glicolată), care preia căldura din sol și o cedează agentului de lucru în vaporizator. Astfel, instalația devine de fapt o pompă de căldură apă-aer sau apă-apă.

Modul de dispunere a țevilor de cap-

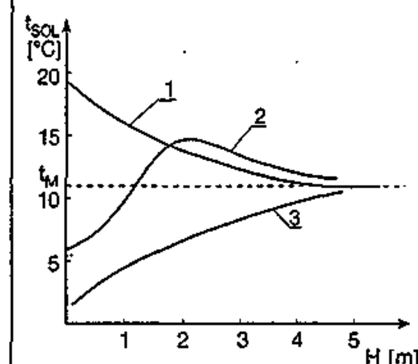


Fig. 4.6.19. Variația temperaturii solului t_{SOL} cu adâncimea H și cu sezonul, pentru zona cu climă temperată:
t_M - temperatura medie anuală; 1 - septembrie; 2 - noiembrie; 3 - februarie.

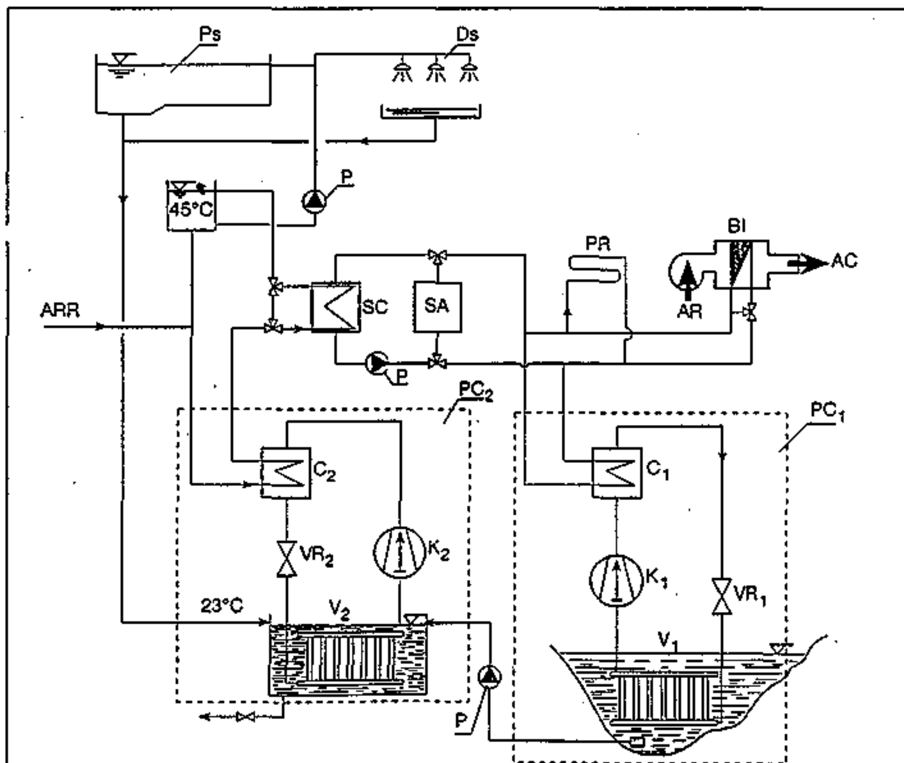


Fig. 4.6.17. Pompa de căldură apă/apă, pentru încălzire și preparare apă caldă de consum (la baia centrală din Zürich):
PC1, PC2 - pompe de căldură; K1, K2 - compresoare; C1, C2 - condensatoare, VR1, VR2 - ventile de reglare, V1, V2 - vaporizatoare; P - pompe de circulație apă; SC - schimbător de căldură; SA - sursa alternativă de căldură; PR - pardoseală radiantă, BI - baterie încălzire aer; AR - aer rece; AC - aer cald; Ps - piscină; Ds - dușuri; ARR - apă rece de la rețea.

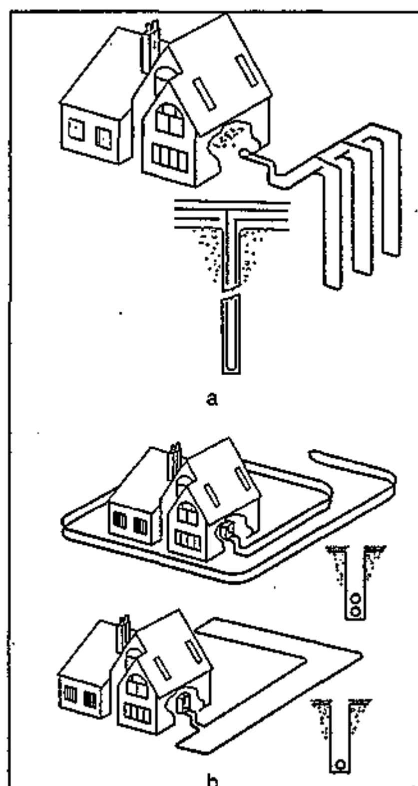


Fig. 4.6.20. Amplasarea țevilor de captare a căldurii în sol, pentru o pompă de căldură sol/aer sau sol/apă:
a - montare verticală; b - montare orizontală.

tare în sol poate fi vertical sau orizontal.

Amplasamentul vertical, utilizat în zonele urbane, cu spații restrânse, este prezentat în figura 4.6.20 a.

Țevile (sondele) sunt plasate într-un puț cu diametrul de 150 mm și cu o adâncime de 18...60 m. Energia termică captată este de 20...30 W/m, în funcție de diametrul țevilor și compoziția solului.

Amplasamentul orizontal, frecvent în zonele rurale, când se dispune de spații mari, este prezentat în figura 4.6.20b. Țevile, din polietilenă sau polibutilenă, cu diametre de 25...38 mm îmbinate prin presare la cald, sunt așezate în șanțuri, la o adâncime de 1...2 m. Energia termică captată este de 5...15 W/m, în funcție de diametrul țevilor, adâncimea de pozare și caracteristicile solului.

În figura 4.6.21 este prezentată schema unei pompe de căldură sol-apă, utilizată pentru încălzirea prin pardoseală a unei locuințe individuale, cu suprafața locuibilă de 100 m², realizată de firma MASSER.

Captatoarele sunt dispuse orizontal, suprapus, la o adâncime cuprinsă între 1,5 și 1,8 m, având o lungime totală a țevilor de 1000 m (ϕ = 30 x 2,5 mm). Suprafața ocupată este de 200 m² (deci dublă față de cea a clădirii). Pompa de căldură este plasată într-un subsol tehnic.

Apa glicolată, recirculată cu pompa P_{AG}, are temperatura la sosirea din captatoare -5 °C iarna și 6 °C primăvara sau toamna. Încălzirea în sol este de circa 4 °C. Apa caldă este trimisă cu 32 °C în țevile montate în pardoseală, răcindu-se până la 28 °C. Atât circuitul de apă rece, cât și cel de apă caldă, sunt prevăzute cu vase de expansiune, închise, cu pernă de azot.

Termostatul T_{PC}, bazat pe sondele S_1 (în aerul exterior) și S_2 (pe ducerea apei calde), comandă pornirea-oprirea compresorului K. O pompă de apă caldă P_g asigură debitul necesar încălzirii de gardă. Alte două pompe P_{AC}, comandate de termostatele T_1 și T_2, plasate în pardoseală, asigură circulația apei în țevile din pardoseală.

În figura 4.6.22 este prezentată o pompă de căldură sol-apă, cu dublu efect, realizată în Germania.

În sol sunt plasate, la o adâncime de 1,4 m, 10 serpentine (ϕ = 25 x 2,5 mm) cu lungimea de câte 110 m, asigurând o suprafață de preluare a căldurii S_s = 86 m². Spațiul ocupat în sol este de 16 x 28 = 448 m².

Apa glicolată preia căldura atât din sol, cât și dintr-o cămară răcită, încălzindu-se de la 0 la 5 °C. Pompa de căldură este amplasată într-un subsol tehnic, unde este și cămara.

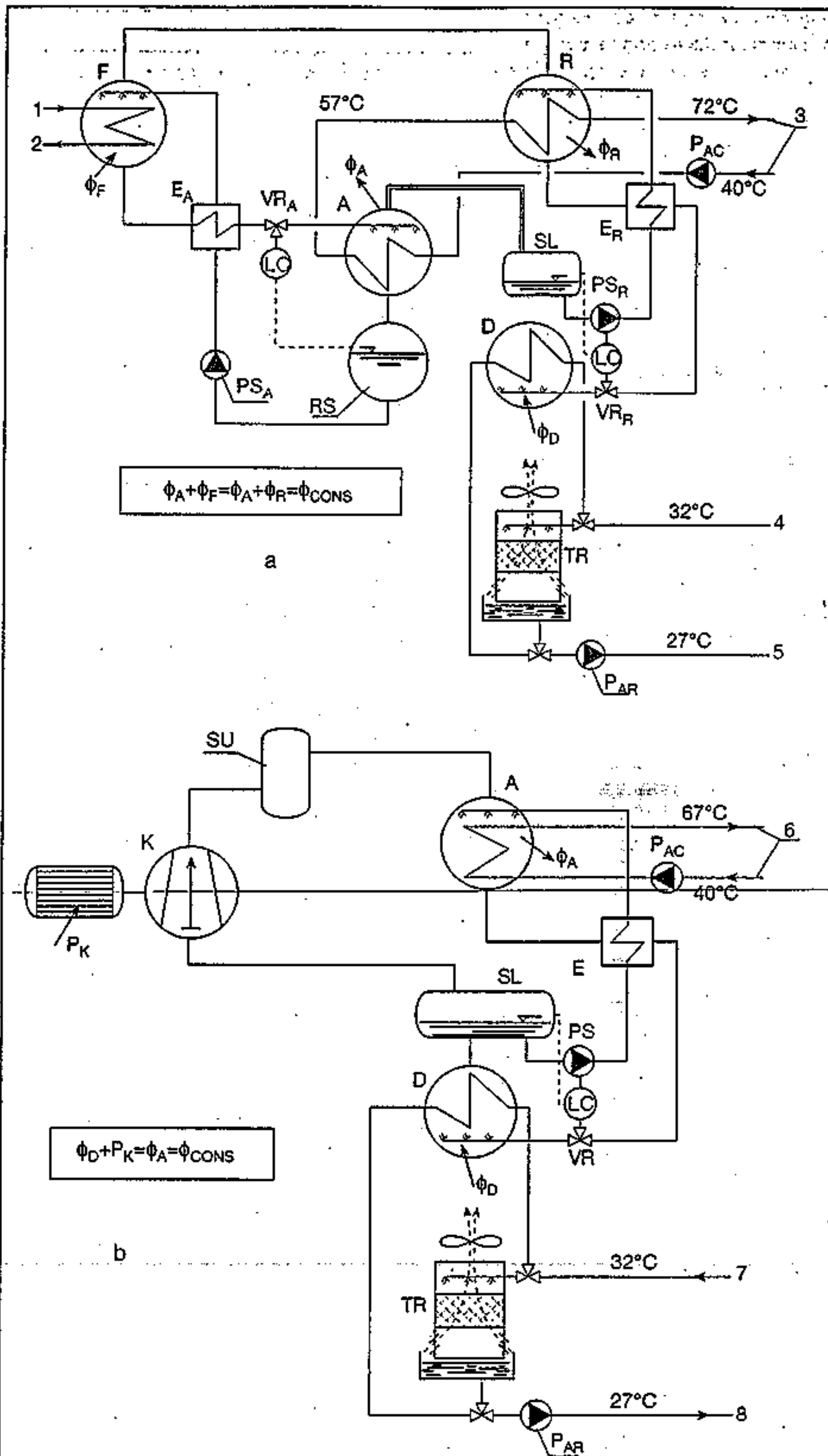
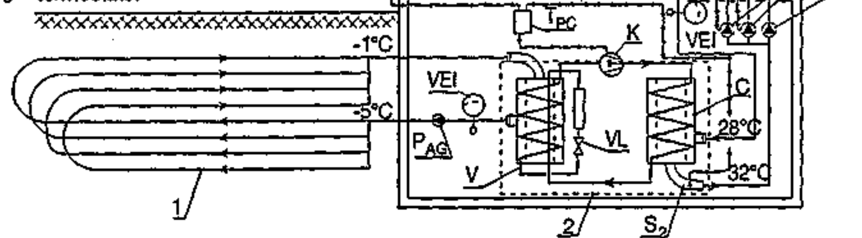


Fig. 4.6.18. Schemele instalațiilor de încălzire și preparare apă caldă de consum, pentru corpul administrativ la două platforme industriale, utilizând pompe de căldură apă/apă:
a - varianta cu absorbție-resorbție; b - varianta cu compresie-absorbție;
F - fierbător; A - absorbitor; RS - rezervor de soluție; R - resorbitor; SL - separator de lichid; D - degazor; E, E_A, E_R - economizoare; VR, VR_A, VR_R - ventile de reglare; LC - regulator de nivel; PS, PS_A, PS_R - pompe de soluție hidroamoniacală; P_{AC} - pompă apă caldă; P_{AR} - pompă apă de răcire; K - compresor; SU - separator de ulei; TR - turn de răcire; Φ_F - putere termică absorbită în fierbător [kW]; P_K - putere electrică absorbită de compresor [kW]; Φ_D - putere termică absorbită în degazor [kW]; Φ_A, Φ_R - puteri termice cedate în absorbitor și resorbitor [kW]; Φ_{CONS} - putere termică cedată consumatorului de căldură; 1 abur; 2 - condensat; 3 - consumator apă caldă; încălzire corp administrativ, încălzire sere; 4 - apă industrială de răcire, ducere; 5 - apă industrială de răcire, întoarcere; 6 - consumator apă caldă, încălzire corp administrativ; 7 - apă industrială de răcire, ducere; 8 - apă industrială de răcire întoarcere.

Fig. 4.6.21. Pompa de căldură sol/apă pentru încălzirea prin pardoseală radiantă a unei locuințe (realizată de firma MASSER): 1 - captator de căldură orizontal; 2 - pompă de căldură; 3 - pardoseală radiantă; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; VEI - vase de expansiune închise; Pg - pompă de circulație pentru încălzirea de gardă; PAC - pompe de circulație apă caldă; PAG - pompe de circulație apă glicolată; S1, S2 - sonde temperatură; T1, T2, TPC - termostate.



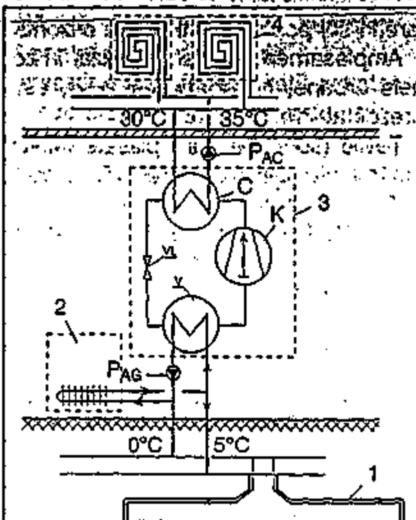


Fig. 4.6.22. Pompă de căldură sol/apă cu dublu efect, pentru încălzirea unei locuințe și răcirea unei cămări: 1 - captator de căldură orizontal; 2 - cămară; 3 - pompă de căldură; 4 - panouri radiante; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; PAC - pompă de circulație apă caldă; PAG - pompă de circulație apă glicolată.

Apa caldă, cu temperatura de 35/30 °C, alimentează panourile radiante, plasate în plafon sau pardoseală. Funcționând cu R134a, între t_o = - 3 °C și t_c = 40 °C, se obține o eficiență globală a pompei de căldură $\varepsilon_{PC,G}$ = 3,5.

4.6.8. Dimensionarea instalațiilor cu pompe de căldură

Considerații generale

Alegerea corectă a unei pompe de căldură, în conformitate cu scopul urmărit (încălzire, încălzire și preparare apă caldă de consum, funcționare reversibilă sau cu dublu efect) și stabilirea sistemului complet de alimentare cu căldură a consumatorului, în care pompei de căldură i se asociază uneori și o sursă alternativă de căldură (funcționare bivalentă), trebuie să rezulte în urma unui calcul tehnicoeconomic. Acesta este bazat pe două criterii:

- optimum energetic: consumul minim de energie rezultat din analiza comparativă a diferitelor variante de pompe de căldură, luând în considerare și o sursă clasică de producere a căldurii;
- optimum economic: cheltuielile minime de investiții și exploatare, dintre toate aceste variante.

Cum, de regulă, aceste două optime nu corespund aceleiași instalații, se calculează numărul de ani în care se recuperează sporul de investiție al diferitelor pompe de căldură față de sursa alternativă de căldură, pe seama economiei de exploatare (bazată pe consumul de energie mai mic), conform relației 4.6.16. Acest indicator fixează soluția optimă urmărită de ambele criterii.

În acest calcul trebuie ținut cont de următoarele recomandări:

- metoda de calcul a necesarului de căldură să fie corectă (după STAS 1907);
- cum informațiile comerciale, date de constructorii de pompe de căldură, sunt deseori teoretice, optimiste, chiar eronate, se va apela la datele furnizate de laboratoarele autorizate de încercare pentru a afla perfomanțele reale;
- se includ și consumurile auxiliare de energie permanente (ventilatoare, pompe, rezistențe electrice pentru carter) sau nepermanente (pentru degivrare);
- când pompa de căldură nu acoperă tot necesarul de căldură (frecvent acoperă 30...60 % din puterea de încălzire), se include și consumul real al sursei alternative de căldură;
- se are în vedere realizarea practică a instalației, care implică pierderi în rețeaua de transport a căldurii (apă, aer);
- se iau în considerare pierderile la livrarea căldurii urmărite în perioadele de degivrare, inversarea efectelor, dar și avantajele aduse prin prevederea, când este posibil, a acumulărilor termice, în circuitul izvorului și în cel al consumatorului.

Alegerea unei pompe de căldură trebuie făcută în concordanță cu modul ei de funcționare.

a - Varianta reversibilă (încălzire și climatizare).

Instalația este aleasă încât să asigure necesarul de răcire în perioada de vară; la funcționarea în sezonul rece, ca pompă de căldură, instalația va fi astfel supradimensionată față de optimum economic.

b - Varianta utilizării numai ca pompă de căldură.

Rar se prevede o instalație care să asigure întregul necesar de încălzire, încât, de regulă, se alege o instalație cu o putere termică de 50...70 % din necesarul de încălzire total (dependent și de temperatura exterioară locală, deci de timpul de utilizare a pompei de căldură în perioada de încălzire).

Exemplul de calcul 1

Se consideră cazul unui spațiu comercial care solicită un necesar de frig de 23 kW (vara, pentru temperatura exterioară t_e = 35 °C și temperatura interioară t_i = 21 °C) și un necesar de căldură de 37 kW (iarna, pentru t_e = -5 °C, t_i = 21 °C), și un debit de aer introdus de 8 000 m³/h.

În varianta funcționării reversibile, vara ca instalație frigorifică și iarna ca pompă de căldură aer exterior-aer, utilizând datele furnizate de firma CARRIER (tab. 4.6.3), se alege o instalație monobloc, de acoperiș, tip 50 QU 015 care asigură o putere frigorifică Φ_O = 23,7 kW (la t_e = 35 °C și t_i = 21 °C) și care, ca pompă de căldură, asigură Φ_{Cd} = 28,4 kW (la t_e = -5 °C și t_i = 21 °C), la un debit de aer de 9 800 m³/h.

În varianta funcționării numai ca pompă de căldură, se propune o instalație cu funcționare bivalentă (cu o sursă electrică de vârf). Se consideră că pompa de căldură trebuie să acopere 70 % din pierderile de căldură ale clădirii, la t_e = -5 °C, t_i = 21 °C, deci să producă o putere termică Φ_{Cd} = = 0,7·37= 25,9 kW.

Se alege astfel modelul 50 QU 012, cu o putere nominală Φ_{Cd} = 41,7 kW (t_e = 6 °C, t_i = 21 °C), care asigură o putere termică de 26,4 kW în condițiile t_e = - 5 °C și t_i = 21 °C, pentru un debit de aer de 8 200 m³/h.

Tabelul 4.6.3. Caracteristicile tehnice ale instalaţiilor CARRIER

a - puterea frigorifică Φ_0 [kW]

Tip	Debit aer [m³/h]	t_i [°C]	t_e [°C] 25	30	35	40	46	50
50 QU-012	8200	21	20,5	19,0	17,6	16,2	14,1	13,3
		23	25,3	23,9	22,4	21,0	19,2	18,1
		25	30,1	28,7	27,2	25,8	24,1	22,9
		27	34,9	33,5	32,1	30,6	27,5	24,8
		P_K(kW)	11,4	12,2	12,9	13,7	14,7	15,4
50 QU-015	9800	21	27,1	25,4	23,7	22,1	20,1	18,6
		23	31,4	29,4	28,1	26,4	24,3	22,9
		25	35,8	34,1	32,4	30,7	28,6	27,2
		27	40,1	38,4	36,7	35,0	32,2	29,4
		P_K(kW)	12,5	13,6	14,9	15,8	16,7	17,3

b - puterea termică a condensatorului Φ_{Cd} [kW] şi puterea electrică a compresorului P_K [kW]

Tip	Debit aer [m³/h]	t_i [°C]	t_e [°C] -15	-10	-5	0	6	12	18
50 QU-012	8200	18	18,5	22,7	27,6	32,4	43,6	50,1	56,3
			10,45	11,29	12,27	12,96	14,73	16,7	18,52
		21	17,7	21,7	26,4	30,9	41,7	49,0	55,0
			11,6	11,36	12,28	13,04	14,79	16,84	18,64
		24	16,6	20,7	25,3	30,0	40,2	47,5	53,3
			10,57	11,44	12,46	13,27	15,34	16,9	18,7
50 QU-012	8200	18	22,5	25,4	30,0	35,9	49,3	57,2	62,8
			11,66	12,7	13,76	14,77	16,71	19,07	20,46
		21	21,2	24,1	28,4	33,8	47,7	55,4	61,0
			12,11	12,96	13,99	14,96	16,74	19,1	20,89
		24	19,5	22,8	27,1	32,6	45,6	54,0	59,6
			12,11	13,26	14,42	15,45	18,02	20,23	21,59

4.7. Încălzirea electrică

4.7.1. Criterii privind utilizarea energiei electrice

Utilizarea energiei electrice pentru producerea de căldură se bazează pe efectul Joule al curentului electric potrivit căruia energia electrică potenţială pe care o pierde electronul prin ciocnirile cu reţeaua unei rezistenţe este transferată acesteia sub formă de căldură.

Din punct de vedere tehnic, utilizarea energiei electrice pentru încălzirea clădirilor prezintă multiple avantaje în raport cu celelalte sisteme de încălzire bazate pe folosirea combustibililor clasici. Aceasta face ca energia electrică să fie privită ca un viitor potenţial energetic pentru nevoile gospodăreşti. Costul încă destul de ridicat al energiei electrice face ca utilizarea ei să fie limitată.

În sprijinul ideii de utilizare pe scară largă, în viitor, a acestei forme de energie se pot menţiona câteva avantaje:

- eliminarea surselor termice şi odată cu ele şi a produselor secundare ale combustiei (gaze nocive, poluanţi etc.);
- simplificarea operaţiilor de exploatare;
- creşterea gradului de automatizare, mergând până la programarea strictă a orelor de funcţionare;
- contorizarea riguroasă a consumurilor individuale.

Energia electrică nu este lipsită de şanse şi sunt situaţii în care ea poate răspunde competitiv nu numai cerinţelor tehnice ci şi economice. Este cazul încăperilor aferente clădirilor izolate (staţii de relee pentru transmiterea programelor TV, staţii meteorologice, staţii de metrou, staţii de benzină etc.) De asemenea, ea poate fi utilizată ca sursă de energie pentru acoperirea necesarului de căldură în perioada de vârf de consum.

Utilizarea eficientă a energiei electrice impune asigurarea unui grad ridicat de izolare termică a clădirilor. În tabelul 4.7.1 sunt date valorile optime pentru coeficientul global k de transmitere a căldurii pentru elementele de construcţii ale clădirilor încălzite cu energie electrică, după Manualul Lucrărilor de Construcţii Danez - BR (Danish Building Service Manual) din anii 1982 şi 1993, iar în tabelul 4.7.2. sunt date valorile maxime ale indicelui q_c al necesarului de căldură pentru încăperile de locuit care utilizează încălzire electrică.

4.7.2. Încălzirea electrică directă

Încălzirea electrică directă este o încălzire locală realizată, în general, cu ajutorul convectoarelor sau panourilor radiante. În acest caz, căldura produsă de o rezistenţă electrică este transferată instantaneu încăperii prin radiaţie şi convecţie.

4.7.2.1 Aparate electrice de încălzire

Aparatele electrice de încălzire directă se clasifică după raportul dintre fluxul radiant şi cel convectiv, după temperatura suprafeţei încălzitoare şi după locul şi modul de montare. Aparatele electrice de încălzire directă sunt produse de un număr mare de firme străine şi româneşti; printre acestea se numără firme din Franţa şi Italia cum ar fi: THERMOR, ERO, AIRELEC, SABIANA, TECHNIC, CIAT, FRANCE-AIR, TITAN.

4.7.2.1.1 Convectoare de perete

Principiul de funcţionare constă în încălzirea aerului care intră în contact cu elementele încălzitoare ale aparatului sau cu carcasa metalică a acestuia (fig. 4.7.1 a).

Puterea termică a acestor convectoare este cuprinsă între 0,5 şi 3 kW.

Există foarte multe modele de convectoare electrice de diverse forme şi dimensiuni.

Din punct de vedere al funcţionării convectoarelor electrice acestea pot fi cu încălzire prin convecţie naturală sau forţată (prin înglobarea unui ventilator).

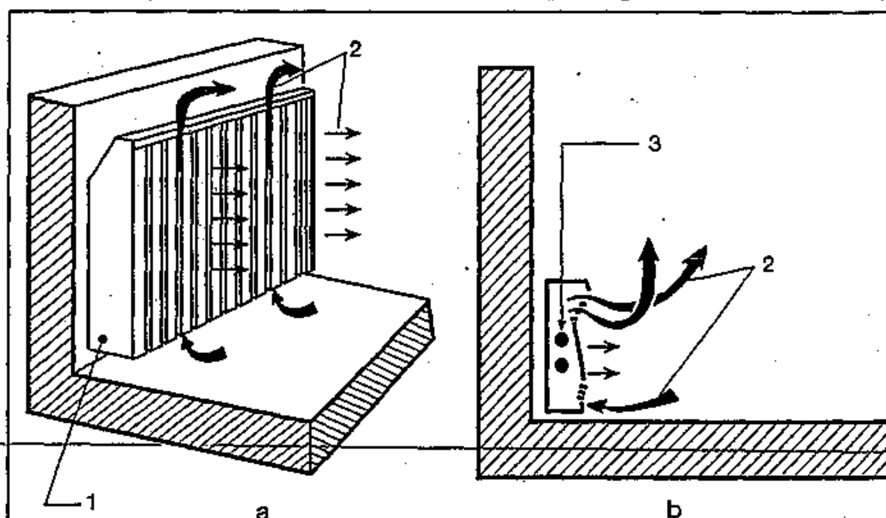


Fig. 4.7.1. Convector electric:
a - de perete; b - plintă;
1 - carcasă metalică; 2 - circulaţia aerului; 3 - rezistenţe electrice.

Tabelul 4.7.1. Valorile optime ale coeficientului global *k* de transmitere a căldurii

Elementul de construcţie	k[W / m²·K]	
	BR. 82	BR. 93
Pereţi uşori	0,30	0,20
Pereţi groşi	0,35	0,30
Pardoseli	0,30	0,20
Plafon	0,20	0,15
Terase şi mansarde	0,20	0,20
Ferestre*, uşi	2,90	1,80

* suprafeţele vitrate nu vor depăşi 18% din suprafaţa totală a anvelopei clădirii.

Tabelul 4.7.2. Valorile indicelui q_c al necesarului de căldură pentru încăperile de locuit încălzite electric

Tip de clădire	q_c[W / m³·K]
Clădiri individuale cu încălzire directă	1,2 - 1,4
Blocuri de locuit	
- încălzire directă	0,8 - 1,0
- încălzire mixtă	0,9 - 1,1

4.7.2.1.2 Convectoare plintă

Convectoarele plintă reprezintă aceleași caracteristici constructive și tehnice ca și convectoarele de perete deosebirea constând în dimensiunile lor mai reduse (fig. 4.7.1 b): înălțimea cuprinsă între 100 și 150 mm, iar lățimea de circa 60 mm.

Puterea termică nu depășește 400 W/m pentru a limita temperatura superficială a pereților.

4.7.2.1.3 Convectoare de pardoseală

Convectoarele de pardoseală se încadrează în pardoseală și se acoperă cu o grilă care permite pătrunderea și circulația aerului cald în încăpere.

Avantajul acestor convectoare constă în faptul că nu ocupă spațiu în încăpere, eliberând complet pereții (fig. 4.7.2).

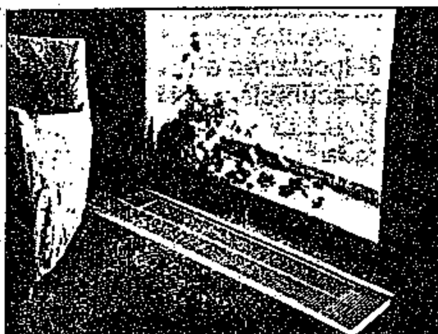


Fig. 4.7.2. Convector de pardoseală.

4.7.2.1.4 Radiatoare electrice

Acestea sunt radiatoarele cu ulei (fig. 4.7.3) și sunt executate cu tablă din oțel și umplute cu ulei, având la partea inferioară o rezistență electrică izolată corespunzător, imersată în uleiul mineral cu care se umple radiatorul. Radiatoarele sunt susținute pe role care permit deplasarea ușoară în zona dorită. Suprafața de transfer de căldură, mare, permite coborârea temperaturii sub 95 °C. Radiatoarele electrice au puteri instalate cuprinse între 500 și 3000 W.

Există radiatoare cu dublă funcțiune care sunt utilizate atât pentru încălzire cât și pentru uscarea prosoapelor în băi și grupuri sanitare (fig. 4.7.4) sau pentru uscarea hainelor udate de ploaie (încălzire și cuier).

Radiatoarele electrice de acest tip conțin apă în loc de ulei mineral și pot fi racordate și la o instalație clasică de încălzire.

4.7.2.1.5 Panouri radiante

Sunt aparate electrice de încălzire ultraplate (fig. 4.7.5 a) la care schimbul de căldură se face, în majoritate, prin radiație. Elementul de încălzire este alcătuit dintr-o pastă de argint imprimată într-o placă emailată cu circuit imprimat (fig. 4.7.5 b).

4.7.2.1.6 Radianți luminoși

Radianții sunt alcătuiți dintr-o rezistență din aliaj de fier cu crom și nichel sub formă de sârmă spiralată, înfășurată pe un izolator ceramic, un ecran din tablă polizată având rolul de dirijare a fluxului termic în direcția dorită, un suport de susținere și un cablu de alimentare (fig. 4.7.6). Radianții luminoși permit dirijarea fluxului termic către o anumită zonă.

Prezintă ca dezavantaje temperatura ridicată care determină antrenarea prafului de către curenții de aer și creșterea riscului producerii unui incendiu, iar lumina produsă poate fi supărătoare în timpul nopții.

4.7.2.1.7 Radianți în infraroșu

Radianții în infraroșu (fig. 4.7.7) sunt, în general, executați dintr-un elemer încălzitor, un ecran din metal polizat și un suport metalic. Elementul încălzitor

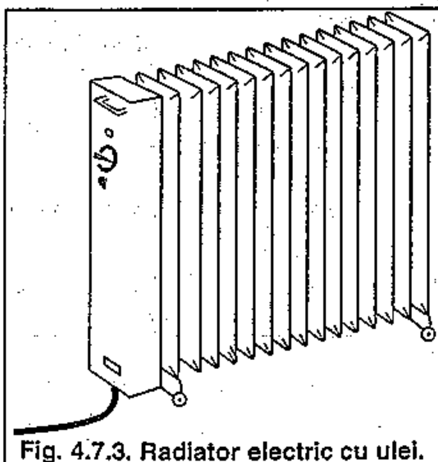


Fig. 4.7.3. Radiator electric cu ulei.

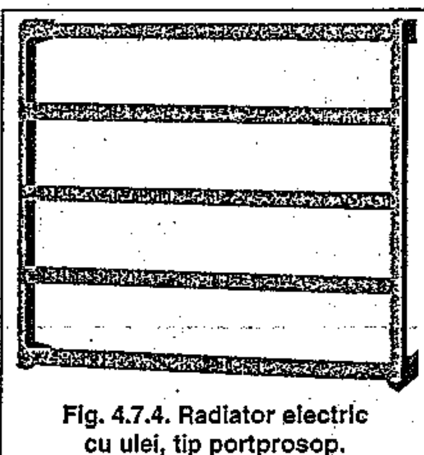


Fig. 4.7.4. Radiator electric cu ulei, tip portprosop.

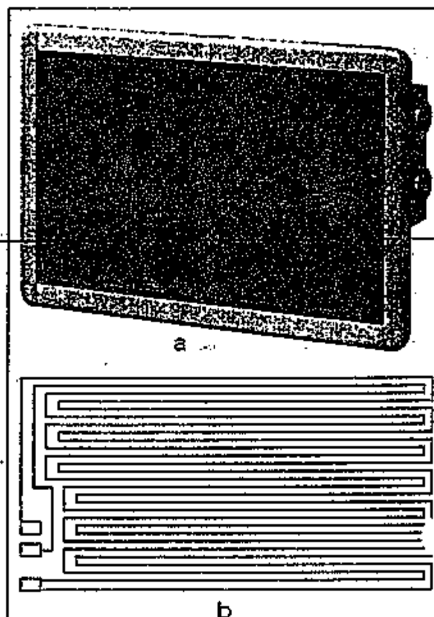


Fig. 4.7.5. Panou radiant:
a - panoul propriu-zis;
b - element de încălzire.

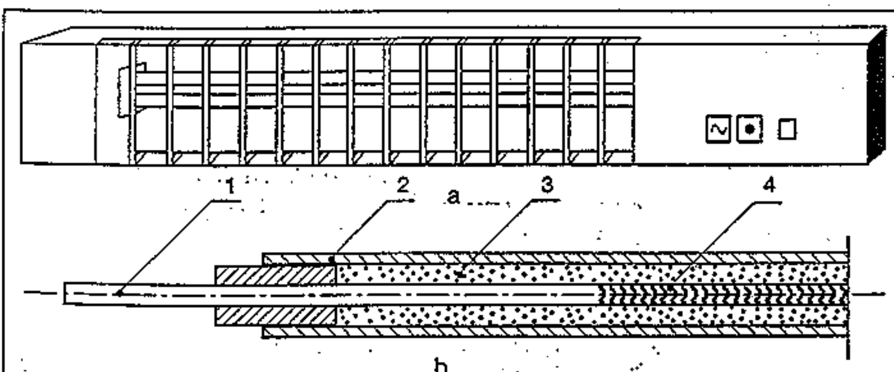


Fig. 4.7.7. Radiant electric în infraroșu:
a - radiant; b - element încălzitor;
1 - electrod de alimentare, 2 - tub de protecție; 3 - umplutură din MgO;
4 - rezistență electrică.

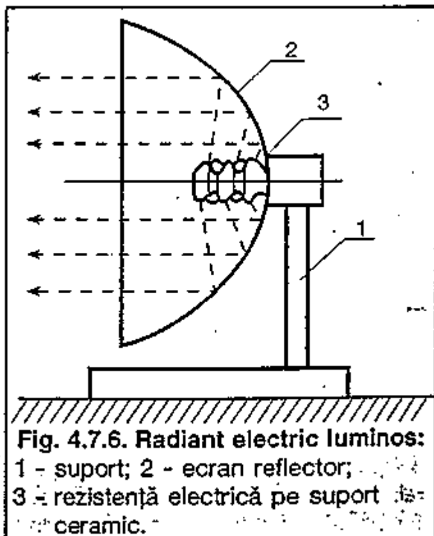


Fig. 4.7.6. Radiant electric luminos:
1 - suport; 2 - ecran reflector;
3 - rezistență electrică pe suport ceramic.

este o rezistență electrică spiralată introdusă într-un tub de cuarț sau într-un tub metalic prin intermediul unei mase ceramice sau din oxid de magneziu. Spre deosebire de radianții luminoși au temperaturi scăzute și cantitatea de lumină produsă este mai redusă. Se utilizează, de regulă, pentru suplimentarea încălzirii de bază, în încăperi cu suprafețe mici (băi, WC-uri, culoare etc.), pe perioade limitate de timp. Se pot utiliza și pentru ridicarea temperaturii în spații deschise (ganguri, peroane, tribune, terase etc).

Puterea instalată variază în jurul valorii de 1000 W/m. Temperaturile suprafeței tubului sunt cuprinse între 150 și 180 °C.

4.7.2.1.8 Aeroterme electrice

Sunt generatoare de aer cald alcătuite dintr-o carcasă paralelipipedică din tablă, cu orificii pentru circulația aerului. Elementul încălzitor este alcătuit dintr-un grup de rezistențe montate pe suporturi ceramice izolante. Aerul este antrenat de un mic ventilator axial sau radial (fig. 4.7.8).

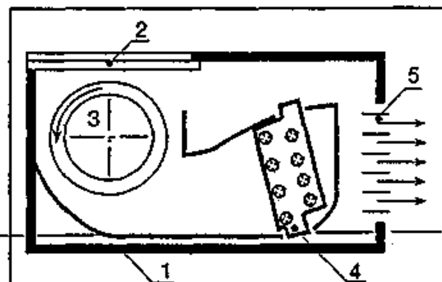
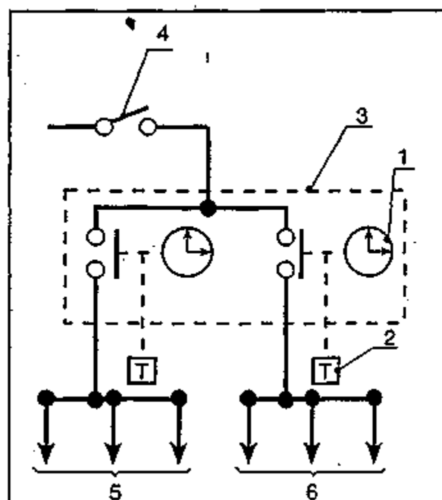


Fig. 4.7.8. Aeroterm electric:
1 - carcasă metalică; 2 - grilă de aspirație; 3 - ventilator, 4 - element încălzitor electric; 5 - grilă de refulare a aerului cald.



4.7.10. Schema de comandă centralizată a instalației electrice de încălzire pe zone cu programator cu ceas în funcție de temperatura interioară din încăpere:
1 - ceas; 2 - termostat de zonă; 3 - programator; 4 - întrerupător general; 5 - convectoare funcționând ziua; 6 - convectoare funcționând noaptea.

Puterea instalată a unei aeroterme electrice este, în general, cuprinsă între 500 și 2000 W, dar se construiesc și aeroterme cu puteri mai mari ajungând până la 10 kW.

4.7.2.2 Comanda și reglarea

La încălzirea electrică directă reglarea se realizează cu ajutorul unui termostat care poate fi încorporat în aparatul electric de încălzire (fig. 4.7.9 a) sau se poate monta pe circuitul electric de alimentare al aparatului electric de încălzire (fig. 4.7.9 b) pentru $P \leq 2$ kW. În cazul în care sunt necesare două sau mai multe aparate electrice în aceeași încăpere (încăperi cu dimensiuni mari), reglarea lor se face cu un singur termostat în cameră (fig. 4.7.9 c).

Într-o clădire colectivă sau individuală unde nu toate încăperile se utilizează în aceeași măsură de ocupanți se impune necesitatea de a varia temperatura în fiecare încăpere în funcție de destinația acesteia și de orarul zilnic care ține cont de durata absenței mai mare sau mai mică a ocupanților.

Pentru acestea se poate utiliza un regulator central care, în funcție de tip, poate regla, în parte, temperatura fiecărui aparat, camere sau zone, în conformitate cu nevoile orare, zilnice sau săptămânale (fig. 4.7.10).

O programare bine realizată duce la economii importante de energie electrică și deci la un preț redus de exploatare.

4.7.2.3 Execuție și exploatare

Aparatele electrice utilizate în încălzirea directă pot fi mobile sau fixe, în cazul încălzirii directe integrate. În acest din urmă caz, aparatele de încălzire se racordează la sursa de energie electrică prin racorduri fixe, prin intermediul cutiilor de racordare și nu prin intermediul prizelor de curent.

Fixarea aparatelor de încălzire electrică de elementele de construcții trebuie realizată astfel încât să prezinte rigiditate mecanică; se evită prinderea aparatelor de pereți despărțitori ușori, din materiale puțin rezistente; se preferă pereții cu grosimi peste 12,5 cm.

Punerea în funcțiune a încălzirii directe necesită o bună execuție a instalației electrice de alimentare cât și o funcționare corectă a termostatelor și neoxidarea contactelor.

4.7.3. Încălzirea electrică locală cu acumulare de căldură

Acumularea cantității de căldură produsă de un aparat electric utilizat pentru încălzire a apărut ca urmare a facturării diferențiate, la un preț redus, a energiei electrice consumate în timpul nopții (de regulă între orele 22 și 6). Sistemul se bazează pe acumularea căldurii produsă de energia electrică în orele în care aceasta este ieftină și livrarea ei, mai mult sau mai puțin, constantă pe toată durata unei zile.

Aparatele utilizate în această situație dispun de un sistem de producere a căldurii alcătuit din rezistențe electrice

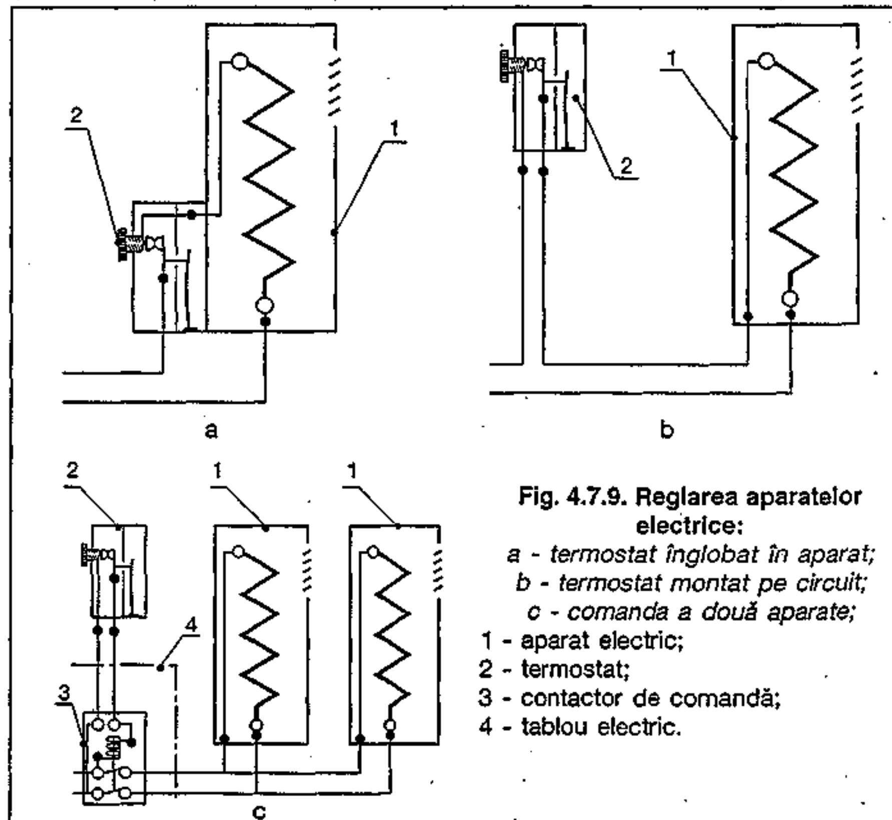


Fig. 4.7.9. Reglarea aparatelor electrice:
a - termostat înglobat în aparat;
b - termostat montat pe circuit;
c - comanda a două aparate;
1 - aparat electric;
2 - termostat;
3 - contactor de comandă;
4 - tablou electric.

înglobate într-o masă de acumulare de căldură. Un fluid purtător de căldură preia căldura înmagazinată și o transferă spațiilor încălzite. Pentru reducerea transferului, de căldură, necontrolat, prin pereții carcasei aparatului de încălzit, între masa de acumulare și carcasă este prevăzut un strat izolator termic.

Încălzirea electrică locală cu acumulare de căldură folosește ca agent purtător aerul sau apa, în cazul stocării centralizate.

4.7.3.1 Aparate de încălzire

Aparatele electrice utilizate în încălzirea locală cu acumulare se clasifică după modul în care are loc transferul de căldură de la acestea la spațiile încălzite astfel:

- cu descărcare statică de tip I și II, la care transmiterea căldurii se realizează prin convecție naturală;

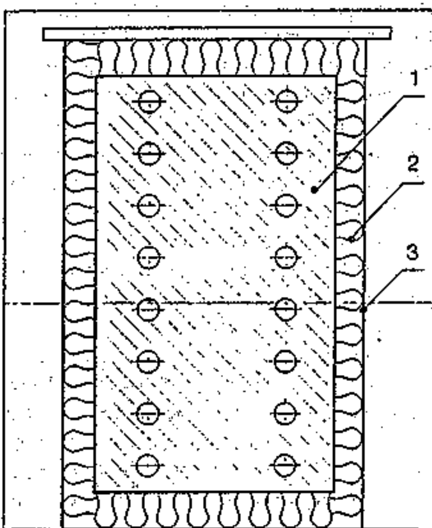


Fig. 4.7.11. Aparat pentru încălzire electrică cu acumulare și descărcare statică tip I:
1 - masă de acumulare;
2 - strat izolator termic; 3 - carcasă.

- cu descărcare dinamică, la care transmiterea de căldură se realizează prin convecție forțată cu ajutorul unui ventilator.

Firma franceză ERO produce aparate cu acumulare: statică și dinamică.

4.7.3.1.1 Aparate cu acumulare și descărcare statică de tip I

Sunt aparate alcătuite din rezistențe electrice înglobate într-o masă de acumulare, un strat izolator și o carcasă (fig. 4.7.11).

Transmiterea de căldură de la blocul refractar se realizează prin conducție prin stratul izolator și carcasă, precum și prin convecție și radiație de la aceasta la spațiul de încălzit.

Controlul și reglarea în timp a fluxului termic cedat de aparat sunt, practic, imposibile.

Acest tip de aparat poate fi prevăzut cu un termostat care întrerupe alimentarea cu curent electric când miezul acumulator atinge o temperatură suficientă pentru a asigura nevoile de încălzire de a doua zi.

El este utilizat, de regulă, pentru încălzirea de bază în locuri de trecere (culoare, sasuri etc.)

Fiind executat din piese fixe, este robust și are un preț de cost relativ redus.

4.7.3.1.2 Aparate cu acumulare și descărcare statică de tip II

Aparatele au prevăzute în masa de acumulare canale, de regulă, verticale, pentru circulația gravitațională a aerului (fig. 4.7.12). Prin poziția clapetei se poate controla fluxul termic cedat de aparat rămânând totuși necontrolat fluxul termic transferat prin stratul de izolație termică și prin carcasă.

În scopul reducerii acestei componente, stratul de izolație termică este mărit. Aparatul funcționează, în general, la tariful redus din timpul nopții pentru 3/4 din timpul său de funcționare.

Dezavantajul acestui aparat consta în livrarea aerului cu o temperatură foarte ridicată la începutul descărcării, ceea ce creează o senzație de disconfort în încăpere.

Având puteri și dimensiuni reduse în raport cu aparatele de tip I, nu conține nici o piesă mobilă ceea ce asigură o funcționare silențioasă.

4.7.3.1.3 Aparate electrice cu acumulare și descărcare dinamică

Caracteristica acestor aparate este înlocuirea convecției naturale prin convecție forțată ceea ce permite reglarea și controlul integral al fluxului termic transferat încăperii de încălzit.

Fluidul purtător de căldură (aerul) urmează un traseu (fig. 4.7.13), în formă de Π care străbate masa de acumulare în care sunt înglobate rezistențele.

Circulația aerului este asigurată de un ventilator ce vehiculează un debit de aer constant. Aerul absorbit din încăpere este refulat de ventilator într-un canal care se ramifică în două părți, una care trece prin masa de acumulare și o alta direct spre orificiul de ieșire.

Temperatura aerului refulat în încăpere este controlată de un termostat care comandă o clapetă prin care se stabilește raportul dintre debitele de aer ce trec prin cele două părți ale canalului.

Există tipuri de aparate la care ventilatorul poate fi comandat de un termostat de cameră care este, de regulă, livrat împreună cu aparatul.

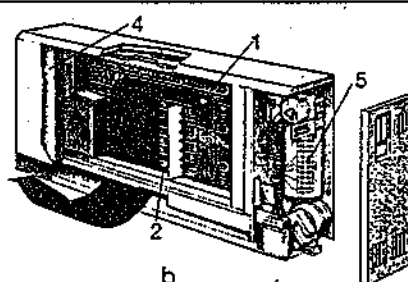


Fig. 4.7.12. Aparat pentru încălzire electrică cu acumulare și descărcare statică tip II:
a - elemente componente;
b - secțiune;
1 - masă de acumulare; 2 - canale de aer; 3 - clapetă; 4 - izolație termică; 5 - tablou de comandă.

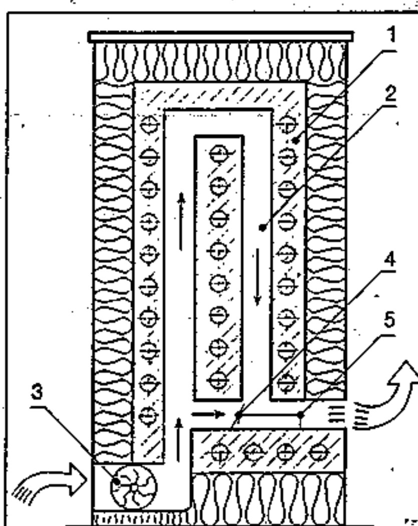


Fig. 4.7.13. Aparat pentru încălzire electrică cu acumulare și descărcare dinamică:
1 - masă de acumulare; 2 - canale de aer în Π; 3 - ventilator;
4 - clapetă de dirijare; 5 - termostat.

Avantajele acestui tip de aparat constau în difuzarea rapidă și eficientă a căldurii, cât și din posibilitățile de reglare și control pe care le oferă.

Se produc și aparate fără panou de comandă înglobat, pentru ansambluri cu automatizare centralizată. Puterea electrică instalată este cuprinsă între 3 și 8 kW cu trepte de 0,5 sau de 1 kW în funcție de producător.

Aceste tipuri de aparate sunt indicate pentru încăperi tip „living" ocupate în permanență. Există și tipuri de aparate cu acumulare și descărcare forțată la care, pe canalele de circulație a aerului, sunt prevăzute încălzitoare electrice suplimentare care intră în funcțiune în situația în care căldura stocată devine insuficientă.

Acestea reprezintă practic o combinație între încălzirea cu acumulare de căldură și cea directă.

În figura 4.7.14 este prezentată diagrama de încărcare și descărcare a unui aparat de încălzire electrică cu acumulare de căldură. Este prezentată acumularea de căldură în orele (22...6) cu cost redus al energiei electrice și cedarea acestei călduri în funcție de tipul aparatului, în cursul unei zile (6...22).

4.7.4. Încălzirea electrică centralizată

În afara stocării căldurii în aparate individuale mici se poate realiza o acumulare de căldură în aparate mari cu posibilități de distribuție a ei, la mai multe încăperi, agentul termic fiind aerul sau apa. Soluția este eficientă în cazul instalațiilor de încălzire bazate pe surse de căldură combinate. Astfel, dacă se dispune de o instalație clasică bazată pe arderea combustibililor și se dorește înlocuirea sa cu o instalație electrică de încălzire în care sursa de producere să fie energia electrică, cazanul poate fi înlocuit cu un generator electric de căldură și o unitate de stocare. Instalația interioară rămânând neschimbată.

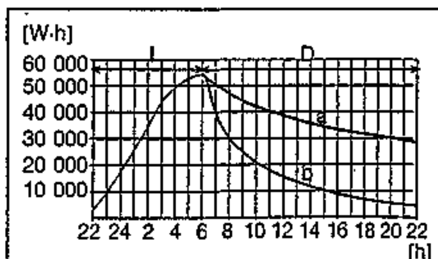


Fig. 4.7.14. Diagramă încărcare I - descărcare D a unui aparat pentru încălzire electrică cu acumulare de căldură:
a - descărcare statică;
b - descărcare dinamică.

4.7.4.1 Încălzirea electrică centralizată cu aer cald

Masa de stocare a căldurii (fig. 4.7.15) este, în această situație, alcătuită din elemente modulate, astfel profilate încât, prin montare, să rezulte canale de circulație a aerului.

Rezistențele electrice sunt înglobate în aceste elemente modulate.

Schema tehnologică a unei instalații de încălzire electrică centralizată cu aer cald este prezentată în figura 4.7.16.

Aerul din încăpere este absorbit de ventilatorul V și trecut prin blocul de producere și acumulare a căldurii și apoi refulat în încăpere.

Instalația asigură și o împrospătare a aerului din încăpere prin preluarea unei cote părți de aer exterior prin priza P, controlată de clapeta C1.

Evacuarea surplusului de aer (viciat) se poate face prin neetanșeitățile elementelor delimitatoare ale încăperii.

Pentru buna funcționare a sistemului se impune o automatizare minimă a instalației care se compune din bucle pentru:

- supravegherea încălzirii masei de acumulare a căldurii;
- menținerea temperaturii aerului introdus în încăpere în limita admisă, prescrisă prin termostatul Tc; când se depășește temperatura admisă, termostatul Tc, prin intermediul unui regulator, comandă clapeta C2, care controlează raportul dintre debitul de aer trecut prin masa de acumulare și debitul de aer care ocolește masa; temperatura aerului refulat în încăpere depinde de raportul celor două debite.
- comandă punerea în funcțiune a instalației acționând ventilatorul V prin intermediul termostatului de cameră Ti.

Când temperatura interioară din încăpere scade sub valoarea prescrisă, termostatul Ti dă comanda de pornire ventilatorului V care recirculă aerul prin masa de acumulare.

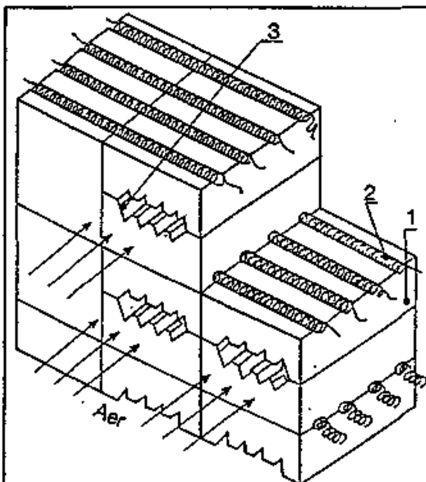


Fig. 4.7.15. Alcătuirea masei de stocare la un bloc de acumulare a căldurii produse pe cale electrică:
1 - elemente ceramice modulate;
2 - rezistențe electrice;
3 - canale de aer.

4.7.4.2 Încălzirea electrică centralizată cu apă caldă

Sistemul este asemănător cu cel clasic de încălzire cu radiatoare, numai că prepararea agentului termic (apa caldă) se face electric. Instalația se poate aplica atât la clădiri existente cât și la cele noi. Se utilizează pentru încălzirea clădirilor sau spațiilor la care, din diferite motive, nu se poate aplica un sistem de încălzire clasic (cu centrală termică folosind combustibili lichizi, gazoși sau solizi) sau la care sistemul de încălzire clasic se dovedește a fi neeconomic.

În această categorie se pot încadra clădirile izolate: cabanele, casele de vacanță, benzinăriile etc.

4.7.4.2.1 Sistemul de încălzire cu stație compactă

Sistemul (tip LAING) este compus dintr-un ansamblu încălzitor electric - pompă de circulație care ține loc de cazan, distribuitoare și colectoare, armături și aparatele necesare unei instalații de încălzire.

Vasul de expansiune, rețeaua de conducte și radiatoarele aparțin instalației interioare a clădirii.

Ansamblul încălzitor electric-pompă (fig. 4.7.17) este compus dintr-o pompă foarte silențioasă funcționând pe principiul histerezis și o unitate formată din rezistențele de încălzire montate compact. Agentul termic intră pe la partea inferioară a ansamblului trecând prin rotor cu o turbulență mare, ceea ce asigură un randament ridicat.

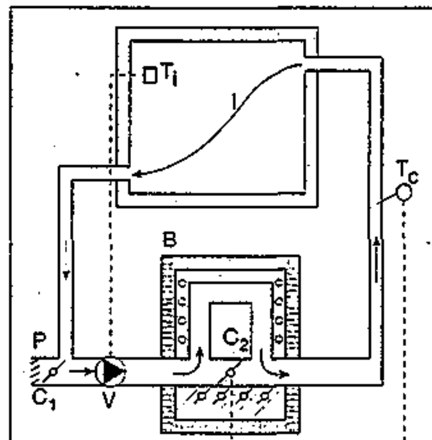


Fig. 4.7.16. Schema tehnologică a unei instalații de încălzire electrică centralizată cu aer cald:
I - încăpere de încălzit; V - ventilator; B - bloc de producere și acumulare a căldurii; C1, C2 - clapete de reglare; P - priză de aer; Ti, Tc - termostate.

Agentul termic este direcționat către partea superioară trecând printre cele trei rezistențe electrice identice. Acestea din urmă sunt înglobate într-un tub din oțel inoxidabil care este cuplat cu pompa de circulație a agentului termic. La partea superioară se găsește cutia cu borne de conexiune. Ansamblul are un termostat înglobat care asigură protecția la suprasarcină.

În figura 4.7.16 și tabelele 4.7.3 și 4.7.4 sunt date caracteristicile tehnice și constructive ale încălzitoarelor electrice cu pompă de circulație, produse de firma LAING-Germania.

Sistemul de încălzire se poate utiliza pentru încălzirea spațiilor (locuințe etc) care necesită o sarcină termică de până la 15 kW.

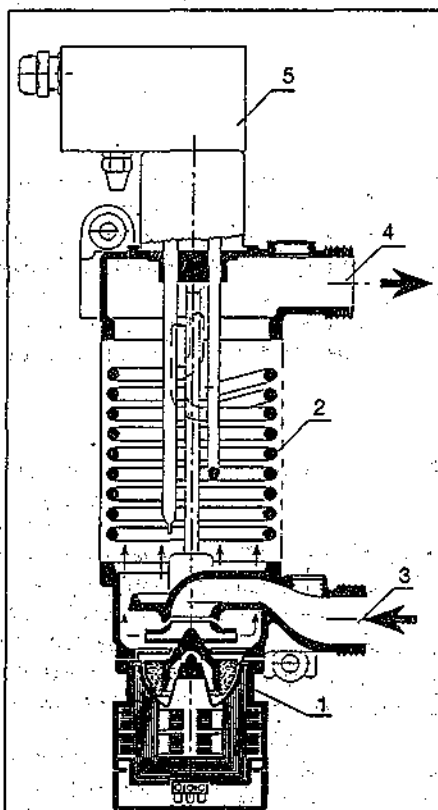


Fig. 4.7.17. Ansamblu încălzitor electric cu pompă LAING:
1 - pompă; 2 - rezistență electrică; 3 - racord de intrare apă; 4 - racord de ieșire apă caldă; 5 - cutie cu borne de conexiune.

4.7.4.2.2 Sistemul cu prepararea agentului termic (apa) în cazane electrice

Sistemul este identic cu cele de încălzire cu radiatoare și prepararea agentului termic în centrala termică (cu combustibil gazos, lichid sau solid) cu singura deosebire că prepararea apei calde pentru încălzire se face în cazane electrice.

Cazanele electrice se pot utiliza atât la instalații noi cât și la cele existente pentru clădiri cu sarcini termice mici și mijlocii (clădiri de locuit mici, unifamiliale, benzinării, blocuri de locuit, hoteluri, școli) sau pentru sarcini termice mari și chiar foarte mari (platforme industriale etc). Sunt cazane (cap. 6.2) cu reglarea electronică a temperaturii, având 3 sau 4 întrerupătoare termostatice și un limitator de siguranță la 120 °C, comandă manuală prin fixarea temperaturii apei pe conducta de întoarcere sau automată prin intermediul unui termostat de cameră.

Cazanele cu puteri cuprinse între 120 și 1200 kW au reglare electronică cu 6, 15 sau 30 de trepte și sunt dotate, suplimentar, cu termometru, indicator de putere și tablou electric pentru contorizarea consumului și reglarea temperaturii apei pe conductele de ducere și întoarcere, în valoare fixă sau în trepte.

Domeniul de temperatură al agentului termic este cuprins între 20 și 120 °C în funcție de tipul cazanului.

4.7.5. Încălzirea electrică integrată în elementele de construcții

Constă în înglobarea unor rezistenț electrice în suprafețele ce delimitează o încăpere.

Tabelul 4.7.4. Dimensiunile încălzitoarelor electrice cu pompă produse de firma LAING - Germania (fig. 4.7.18)

Tip	L_1 [mm]	L_2 [mm]
EP 6000	300	560
EP 9000	300	560
EP 12000	365	560
EP 15000	365	625

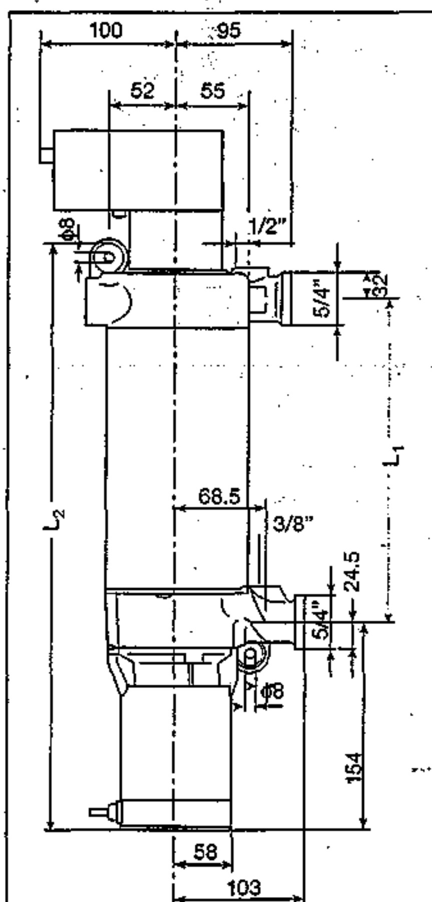


Fig. 4.7.18. Dimensiunile principale ale unui încălzitor electric tip LAING.

Tabelul 4.7.3. Caracteristicile tehnice ale încălzitoarelor electrice cu pompă produse de firma LAING - Germania

Nr. crt.	Caracteristica / Tipul	U.M.	EP 6000	EP 9000	EP 12000	EP 15000
Încălzirea electrică						
1	Puterea electrică	kW	6	9	12	15
2	Numărul rezistențelor	buc.	3	3	3	3
3	Puterea electrică a unei rezistențe	kW	2	3	4	5
4	Tensiune nominală	V	400	400	400	400
Motorul pompei						
1	Puterea absorbită	W	88	88	88	88
2	Tensiunea nominală	V	230	230	230	230
3	Frecvența	Hz	50	50	50	50
Ansamblul încălziror electric cu pompă						
1	Puterea termică	kW	6	9	12	15
2	Temperatura maximă admisibilă a agentului termic	°C	110	110	110	110
3	Presiunea maximă admisibilă a agentului termic	bar	6	6	6	6

Rezistențele electrice se pot îngloba în pardoseli, plafoane, pereți și chiar în ușile interioare.

Schimbul de căldură între suprafața încălzitoare și încăpere se face atât prin radiație cât și prin convecție în părți aproximativ egale.

Principalele avantaje ale acestui sistem de încălzire:

- sunt flexibile și precise permițând o bună reglare;
- fiabilitate mare, practic egală cu cea a casei în care este instalat (100 de ani);
- sunt relativ ușor de instalat și întreținut;
- utilizează întreg potențialul sursei energetice ceea ce înseamnă consum redus de energie;
- se pot instala atât la clădiri de locuit cât și la alte tipuri de clădiri cum ar fi cele pentru birouri, săli de sport, piscine etc. și în toate situațiile în care este necesar un confort deosebit;
- se pot aplica la toate tipurile de pereți sau pardoseli fie la clădiri noi sau la cele existente cu ocazia renovărilor; rezistențele electrice se înglobează în pardoseli noi din beton, pardoseli renovate ale băilor, pardoseli noi ori renovate din lemn;
- sunt practic invizibile fiind înglobate în elementele de construcții, eliminându-se problema spațiului ocupat, în sisteme clasice, de cele mai multe ori inestetice sau greu de asortat cu mobilierul;
- au un grad ridicat de confort datorită unei repartiții optime, pentru corpul uman, ale temperaturilor aerului din încăpere;
- acumularea unei importante cantități de energie termică în elementul de construcții în care este înglobat, lucru important în cazul în care se utilizează pentru tarifarea energiei electrice contoarele cu dublu tarif.

Dezavantajele sistemelor de încălzire electrică integrate în elemente de construcții sunt:

- costul ridicat al energiei electrice;
- necesitatea existenței unei bune izolări termice a elementelor de construcții, în special, a anvelopei, pentru a menține fluxul termic transmis către exterior în limite admisibile mult inferioare valorilor considerate normale pentru încălzirea clasică.

Măsurile de izolare termică trebuie luate și în cazul pardoselilor așezate direct pe pământ sau al unui plafon către terasă sau pod.

În cazul sistemelor de încălzire înglobate în planșee din beton, la clădirile etajate, rezultă o încălzire combinată prin plafon și pardoseală. Pentru o plată echitabilă a energiei electrice, trebuie luate măsuri de izolare termică pentru că locatarul plătitor să fie și beneficiarul fluxului termic.

4.7.5.1 Încălzirea electrică prin pardoseală

4.7.5.1.1 Descrierea sistemului de încălzire

Dintre sistemele de încălzire electrică prin elemente de construcții cel mai eficient și cel mai des utilizat este cel de încălzire prin pardoseală.

Sistemul se poate utiliza pentru orice tip de pardoseală finită: marmură, gresie, mozaic, linoleum, mochetă, parchet, dușumea din lemn.

Sistemul de încălzire electrică prin pardoseală se utilizează, în funcție de destinația încăperii, materialul din care este alcătuită pardoseala, condițiile climatice etc. pentru:

- încălzire totală, când puterea instalată este între 100 și 150 W/m²;
- încălzire suplimentară, pe lângă altă sursă de încălzire, când puterea instalată este între 60 și 80 W/m² (§ 4.7.7).

Sistemul de încălzire prin pardoseală este, în general, de încălzire directă. El este format din: cabluri încălzitoare, echipamente de reglare și control, materiale de fixare a cablurilor electrice și instalația electrică de alimentare.

Pentru sistemul de încălzire prin pardoseală cu suport din beton se utilizează cabluri cu o putere maximă de 18 W/m.

În încăperile de mărime medie cablurile se montează astfel încât să rezulte o putere instalată între 60 și 100 W/m² (încălzire directă). În sălile de baie se recomandă ca puterea instalată să fie de cel puțin 100 W/m² deoarece în astfel de încăperi se dorește, în general, o pardoseală caldă.

În cazul încăperilor umede, cu surse de apă (bucătării, băi, grupuri sanitare etc.), nu întreaga suprafață a acestora este disponibilă pentru montarea cablurilor încălzitoare datorită existenței conductelor de alimentare cu apă sau de scurgere. În aceste condiții se are în vedere numai suprafața liberă.

În încăperile cu geamuri și uși mari (spre exterior) se recomandă realizarea unor zone perimetrale de încălzire prin pardoseală în care puterea instalată poate ajunge până la 200 W/m².

În cazul încălzirii prin pardoseală cu acumulare, cablurile încălzitoare se montează într-un strat gros de beton (de minimum 10 cm); acesta acumulează căldura pe care o produc cablurile în perioada de tarif redus (de regulă noaptea) și o cedează în timpul zilei și seara. Puterea maximă instalată este de 175 W/m².

Dacă puterea instalată este insuficientă pentru acoperirea pierderilor de căldură în perioada în care încălzirea prin pardoseală funcționează este necesară și o altă sursă de căldură suplimentară. Aceasta poate fi sursa clasică sau altă sursă de încălzire electrică.

Sursa de căldură suplimentară poate fi obținută și prin montarea unei zone perimetrale de încălzire prin pardoseală (în fața ușilor și ferestrelor) sau combinând cu o instalație electrică de încălzire prin plafon.

La pardoselile executate din lemn cablurile de încălzire trebuie să aibă mai puțin de 10 W/m, iar puterea instalată nu trebuie să depășească 80 W/m².

Ca regulă generală, la instalarea cablurilor încălzitoare în pardoseală trebuie să se țină seama de recomandările producătorilor privind temperaturile maxime admise de pardoseală.

4.7.5.1.2 Materiale

Principalele materiale care compun un sistem de încălzire prin pardoseală sunt cablurile încălzitoare alcătuite dintr-o rezistență protejată la exterior de manta.

Se folosesc cabluri din cupru nearmate sau armate și cabluri din aluminiu.

- Cablurile din cupru nearmate pentru alimentare la tensiune joasă (220-380 V) sunt alcătuite dintr-un conductor din cupru, acoperit cu un înveliș izolant din polietilenă reticulară și o manta exterioară din PVC.

Acestea sunt cabluri fragile care se utilizează numai în instalații de mici dimensiuni.

Puterea instalată liniară a acestor cabluri nu depășește 17 W/m.

- Cablurile armate pentru alimentare la tensiune joasă pot fi, în general, de două tipuri: cu izolație minerală și cu izolație din elastomeri.

Cablurile armate din cupru cu izolație minerală sunt alcătuite dintr-un conductor încălzitor din cupru. Există cabluri și cu conductor dintr-un aliaj de aluminiu denumit „Kumanal". Conductorul este îmbrăcat într-un izolator dintr-un material pe bază de magneziu protejat de o armătură metalică din Cu și o manta exterioară din PVC sau din polietilenă de densitate mare. (fig. 4.7.19a). Puterea instalată lineară a acestor cabluri nu depășește 33 W/m.

Aceste cabluri sunt robuste și se pot prefabrica în elemente încălzitoare sub formă de grilă (rețea) (fig. 4.7.20).

Cablurile cu izolație din elastomeri sunt alcătuite dintr-un conductor care are rezistivitatea constantă (la cupru rezistența variază cu temperatura), îmbrăcat într-un izolant din elastomeri, o armătură din textură metalică (oțel sau cupru) și o manta exterioară din polietilenă de înaltă densitate (fig. 4.7.19b).

Performanțele acestor cabluri sunt aceleași cu cele ale cablurilor armate cu izolație minerală.

• Cablurile din aluminiu sunt alcătuite dintr-un conductor unifiliar din „Kumanal" învelit într-o manta de protecție din PVC (fig. 4.7.19 c) împotriva agresiunilor exterioare. Acestea sunt cabluri utilizate la tensiune redusă (48 V) și necesită pentru alimentare un transformator (220/48 V c.a).

În tabelele 4.7.5; 4.7.6 și 4.7.7 sunt cuprinse caracteristicile tehnice ale cablurilor „DEVIFLEX" produse de firma „DEVI" din Danemarca.

De asemenea, se utilizează și cabluri încălzitoare la care protecția exterioară este realizată cu tabla din oțel galvanizată în forma Ω, numită liră de încadrare (fig. 4.7.21).

Avantajul acestei protecții constă în faptul că pe lângă o suprafață mai mare de schimb de căldură rezolvă și problema supraîncălzirii accidentale.

Astfel de cabluri sunt fabricate de firma DELEAGE - Franța.

Cablurile încălzitoare se livrează sub mai multe forme: în colaci; pe tamburi de cablu, sub forma de elemente încălzitoare prefabricate tip grilă, pe plasă textilă sau metalică sau pe suport din pânză (saltele) (fig. 4.7.22).

Când cablurile sunt livrate sub formă de elemente izolatoare prefabricate (benzi, fâșii, saltele) distanțele dintre buclele serpentinei sunt de: 100, 125, 150, 175 și 200 mm.

În tabelul 4.7.8. sunt date caracteristicile tehnice pentru saltelele de cabluri pentru încălzirea electrică prin pardoseală produse de firma RED-RING Austria.

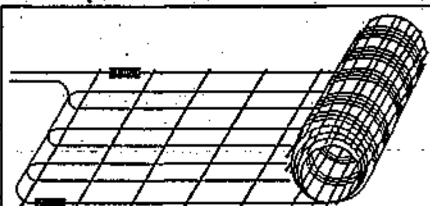


Fig. 4.7.20. Cabluri încălzitoare sub formă de grilă.

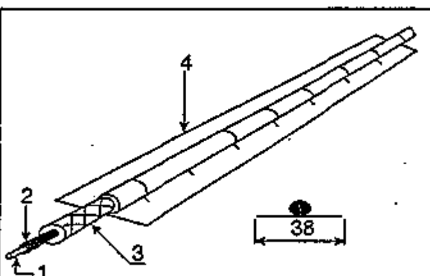


Fig. 4.7.21. Cabluri încălzitoare cu lira de încadrare:
1 - conductor încălzitor dintr-un aliaj de Ni, Cr și Cu; 2 - izolație din polietilenă reticulară; 3 - împletitură cu fire din oțel galvanizat; 4 - liră de încadrare.

4.7.5.1.3 Montarea cablurilor de încălzire electrică prin pardoseală

Cablurile încălzitoare se montează, de regulă, fie în șapa de egalizare ce se toarnă peste placa din beton armat, ca strat suport pentru pardoseala de uzură, fie direct pe armătura plăcii de rezistență a planșeului.

În aceste cazuri planșeul este folosit atât pentru încălzirea prin pardoseală cât și pentru încălzirea prin plafon. Acest sistem se utilizează la clădirile etajate unifamiliale sau la clădiri terțiare.

În condițiile în care se dorește o limitare a fluxului termic inferior, cablul se montează într-o dală flotantă, izolată termic de placa de rezistență.

Operațiile de montare a cablurilor în pardoseală sunt, în general, cele descrise la sistemele de încălzire cu panouri radiante de pardoseală prevăzute cu tuburi flexibile (§ 4.5).

Modul de instalare a senzorilor de pardoseală, a termostatelor de reglare precum și modul de legare electrică sunt prezentate în figura 4.7.23.

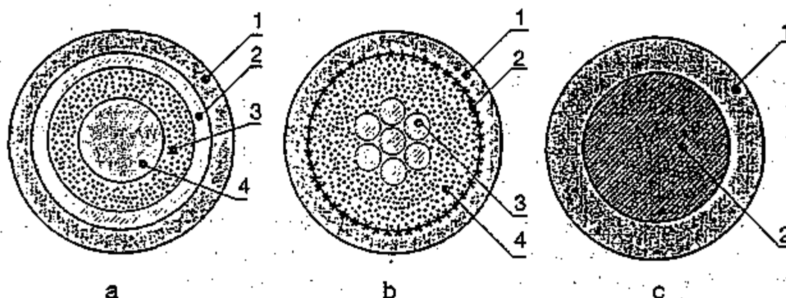


Fig. 4.7.19. Cabluri încălzitoare:
a - cabluri armate din cupru cu izolație minerală;
1 - manta din PVC; 2 - armătură (Cu); 3 - izolație minerală;
4 - conductor Cu (sau Kumanal);
b - cabluri armate din cupru cu izolație din elastomeri;
1 - manta exterioară din polietilenă de înaltă densitate;
2 - armătură din textură metalică; 3 - conductor; 4 - izolator din elastomeri;
c - cabluri din aluminiu;
1 - manta exterioară din PVC; 2 - conductor din Al (sau Kumanal).

Tabelul 4.7.5. Caracteristicile tehnice ale cablurilor încălzitoare DEVIFLEX D TIP 10 de 10 W/m, produse de firma DEVIHEAT - Danemarca

Cabluri de tip 10 (10 W / m)			Lungime [m]
Putere instalată [W]			
Tensiune 220 V	Tensiune 230 V	Tensiune 240 V	
85	100	100	10
185	200	220	20
265	300	315	30
355	400	425	40
460	500	550	50
530	600	630	60
635	700	755	70
725	800	860	80
845	900	1000	90
905	1000	1080	100
1115	1200	1325	120
1290	1400	1535	140

4.7.5.1.4 Reglarea sistemelor de încălzire electrică prin pardoseală

Se face diferit pentru sistemele cu încălzire directă și cele cu acumulare.

În general firmele care produc cablurile izolatoare livrează și aparatele de reglare aferente.

Pentru sistemele de încălzire directă se folosesc termostate specializate pentru reglarea temperaturii din încăpere și comanda sistemului de încălzire.

Există mai multe tipuri de termostate care se utilizează în cazul încălzirii directe, alegerea lor fiind în funcție de destinația încăperii și de scopul pentru care s-a recurs la soluția de încălzire prin pardoseală (ca soluție generală de încălzire sau din motive de îmbunătățire a confortului).

Principalele tipuri de termostate care se utilizează în încălzirea directă sunt:

- Cu senzor de cameră (inclus în corpul termostatului).

Aceasta se utilizează în cazul în care încălzirea prin pardoseală constituie soluția generală de încălzire. Termostatele pentru încălzirea prin pardoseală cu senzor de cameră se fabrică în mai multe variante pentru montare: îngropată (sub tencuială); aparentă; pe șină (în interiorul unei cutii).

- Cu senzor de pardoseală.

Tabelul 4.7.6. Caracteristicile tehnice ale cablurilor încălzitoare DEVIFLEX TIP 15 de 15 W/m, produse de firma DEVIHEAT - Danemarca

Cabluri D tip 15 (15 W / m)			
Putere instalată [W]			Lungime [m]
Tensiune 220 V	Tensiune 230 V	Tensiune 240 V	
110	120	130	8
235	255	275	16
330	360	395	24
445	485	530	32
575	630	685	40
667	740	805	47
795	865	945	56
1 040	1 135	1 235	73
1 255	1 370	1 490	89
1 600	1 745	1 900	113
1 815	1 985	2 160	127
2 025	2 215	2 410	143

Tabelul 4.7.7. Caracteristicile tehnice ale cablurilor încălzitoare DEVIFLEX D TIP 18 de 18 W/m, produse de firma DEVIHEAT - Danemarca

Cabluri D tip 18 (18 W / m)			
Putere instalată [W]			Lungime [m]
Tensiune 220 V	Tensiune 230 V	Tensiune 240 V	
125	135	145	7
250	270	295	15
360	395	430	22
490	535	585	29
625	680	740	37
725	790	860	44
855	935	1 015	52
1 115	1 220	1 325	68
1 360	1 485	1 620	82
1 720	1 880	2 045	105
2 100	2 295	2 500	138
2 540	2 775	3 015	155

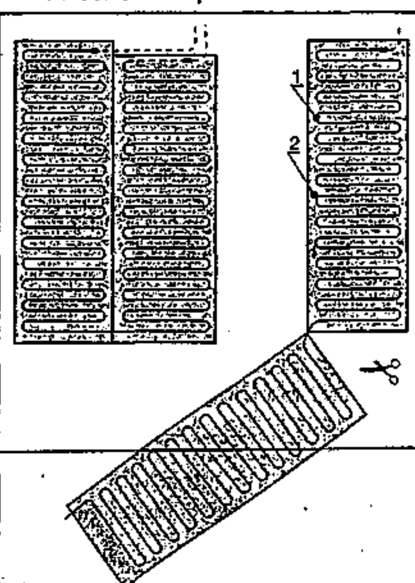


Fig. 4.7.22. Cabluri încălzitoare pe suport din pânză (saltele): 1 - cablu electric; 2 - plasă textilă.

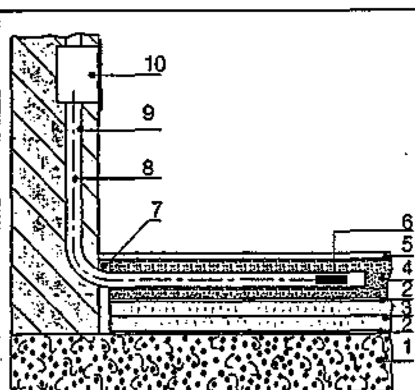


Fig. 4.7.23. Montarea senzorului de pardoseală și realizarea legăturilor electrice: 1 - placă din beton; 2 - folie PVC 0,2 mm; 3 - izolație termică 40...60 mm; 4 - șapă de 60 mm; 5 - strat de uzură; 6 - senzor de pardoseală; 7 - bandă izolatoare; 8 - conductor (cablu de legătură); 9 - tub de protecție al conductorului (din Cu 16 mm); 10 - doză de legătură 100x100 mm.

Aceasta se utilizează atunci când încălzirea electrică prin pardoseală a fost prevăzută pentru îmbunătățirea confortului și nu ca soluție generală de încălzire și în spații în care se dorește o temperatură sensibil crescută a pardoselii (în băi, holuri de intrare, grupuri sanitare).

Pentru sistemele de încălzire cu acumulare se utilizează bucle de reglare care constau din două tipuri de termostate care lucrează împreună:

- un termostat care are un senzor de exterior ce constituie unitatea principală („master"); prin intermediul senzorului de exterior acesta măsoară, în mod constant, temperatura exterioară.
- un termostat care are un senzor de pardoseală ce constituie unitatea secundară („slave"), conectată la „master" și capabilă să măsoare cantitatea de căldură remanentă în pardoseală; masterul este astfel proiectat încât este capabil să calculeze (pe baza temperaturii exterioare, a cantității de căldură remanentă în pardoseală cât și a perioadei de tarif redus al energiei electrice) cât timp (din perioada de tarif redus) trebuie să se alimenteze sistemul cu energie electrică pentru a se obține un rezultat optim. Există mai multe tipodimensiuni pentru astfel de aparate, în funcție de producători sau, pentru același producător, în funcție de mărimea și destinația clădirii sau a încăperii în care se montează. Astfel există unități principale la care se pot conecta una sau mai multe unități secundare, putând controla sistemul de încălzire într-un număr mare de spații și încăperi diferite. Există unități secundare care, conectate la o unitate principală, pot (fiecare) controla mai multe camere sau suprafețe diferite în același timp. Pentru o singură încăpere există masteruri care au unitatea secundară înglobată.

4.7.5.1.5 Dimensionarea instalațiilor de încălzire electrică prin pardoseală

Pentru calculul de dimensionare a instalațiilor de încălzire electrică este necesar să se cunoască sistemul de încălzire prin pardoseală adoptat (direct sau cu acumulare).

Calculul cuprinde următoarele etape:

- necesarul de căldură pentru încălzire Q_h [W]; se determină după STAS 1907
- puterea instalată totală (a cablurilor încălzitoare) este dată de relația:

$$P_i = c \cdot Q_h \quad \text{[W]} \qquad (4.7.1)$$

unde:

- c este coeficientul de siguranță care ține seama că sistemul de încălzire prin pardoseală trebuie să reacționeze rapid la temperaturi joase:
  c = 1,3 pentru sistemul de încălzire electrică prin pardoseală direct;
  c = 1,2 pentru sistemul de încălzire electrică prin pardoseală cu acumulare.
- se determină suparafața utilă a pardoselii:

$$S_u = S - \sum_{i=1}^{n} s_i \quad \text{[m}^2\text{]} \qquad (4.7.2)$$

unde:

- S este suprafața totală a pardoselii [m²];
- s_i - suprafețele ocupate de diferite obiecte așezate pe pardoseală, de exemplu: cada de baie, conductele de apă și canalizare din băi și bucătării, dulapurile în perete din dormitoare etc [m²];
- se calculează puterea electrică unitară necesară

$$P_s = \frac{P_i}{S_u} \quad \text{[W/m}^2\text{]} \qquad (4.7.3)$$

unde valorile recomandate și valorile maxime admise ale lui P_s pentru diferite tipuri de încăperi sunt prezentate în tabelul 4.7.9.

Pentru încălzirea directă la pardoseli din beton $P_{s\,max}$ are valori cuprinse între 60 și 100 W/m², iar la pardoselile din lemn $P_{s\,max}$ = 80 W/m².

Pentru încălzirea cu acumulare la pardoseli din beton $P_{s\,max}$ = 175 W/m².

În toate cazurile la stabilirea puterii instalate pe unitatea de suprafață P_s, trebuie să se țină seama de recomandările producătorilor de pardoseli (gresie, parchet, marmură, linoleum etc.) în ceea ce privește temperatura maximă pe care pardoseala și substanțele utilizate la montarea acesteia (adezivi) o pot suporta.

În cazul încălzirii electrice prin pardoseală cu acumulare, instalația funcționează în timpul perioadei de tarif redus și acumulează toată cantitatea de căldură necesară pe parcursul unei zile întregi astfel încât puterea instalată totală este dată de relația:

$$P_i = \frac{c \cdot Q_h \cdot T_t}{T_a} \quad \text{[W]} \qquad (4.7.4)$$

în care:

- T_a este perioada de acumulare (8...10 h);
- T_t - perioada totală de funcționare dintr-o zi (24 h).

- se alege tipul de cablu de încălzire ținându-se seama de recomandările producătorilor de cabluri, iar în lipsa acestora se respectă recomandările din tabelul 4.7.10.
- se calculează distanța „d" dintre două bucle consecutive formate de cablul montat în pardoseală sub formă de serpentină cu una din

Tabelul 4.7.8. Caracteristicile tehnice pentru saltelele de cabluri tip MHS produse de firma RED-RING-Austria

Lățimea x lungimea	Putere unitară	Putere instalată	Rezistivitatea-liniară	Tensiunea	Lungimea cablului	Puterea instalată	Intensitatea
[m x m]	[W/m²]	[W]	[Ω/m]	[V]	[m]	[W/m]	[A]
0,75 x 2,00	141	168	18,00	220	16	10,5	0,76
0,75 x 3,00	144	288	8,00	220	21	13,7	1,30
0,75 x 4,00	142	420	4,00	220	29	14,9	1,89
0,75 x 5,00	150	560	2,04	220	42	13,4	2,56
0,75 x 6,00	139	630	2,04	220	38	16,6	2,86
0,75 x 8,00	144	864	1,00	220	56	15,4	3,93
0,75 x 10,00	142	1 064	0,65	220	70	15,2	4,84
0,75 x 12,00	152	1 372	0,36	220	98	14,0	6,24
1,00 x 2,00	137	275	8,00	220	22	12,5	1,25
1,00 x 3,00	139	420	4,00	220	29	14,9	1,89
1,00 x 4,00	144	580	2,04	220	41	14,0	2,62
1,00 x 5,00	143	720	1,30	220	52	13,8	3,25
1,00 x 6,00	141	850	1,00	220	57	14,9	3,86
1,00 x 8,00	143	1 146	0,65	220	65	17,6	5,21
1,00 x 10,00	143	1 430	0,36	220	94	15,2	6,50

relațiile,

$$d=\frac{P_i}{P_s}\cdot 100 \quad [\text{cm}] \qquad (4.7.5)$$

sau

$$d=\frac{S_u}{L}\cdot 100 \quad [\text{cm}] \qquad (4.7.6)$$

unde L este lungimea totală a cablului.

În tabelul 4.7.11 sunt date distanțele d pentru diferite puteri instalate pe unitatea de suprafață pentru cabluri izolatoare cu P_l = 15 W/m, respectiv P_l = 10 W/m.

- se verifică temperatura pardoselii θ_1 și temperatura în planul cablului încălzitor θ_2 astfel încât să nu se depășească următoarele valori:

$\theta_1 \leq 28$ °C (pentru încăperi obișnuite)
$\theta_1 \leq 30$ °C (pentru încăperi de trecere) iar
$\theta_2 \leq 50$ °C

Aceste temperaturi variază pe parcursul unui ciclu (24 h) în regim nestaționar datorită regimului de încălzire - răcire al transferului termic.

Temperaturile θ_2 și θ_1 se calculează cu relațiile:

$$\theta_2 = \theta_\infty + (\theta_0 - \theta_\infty)\cdot e^{-T_a/T} \quad [°\text{C}] \qquad (4.7.7)$$

și

$$\theta_1=\left(1-\frac{k_1}{\alpha}\right)\cdot\theta_R+\frac{k_1}{\alpha}\cdot\theta_2 \quad [°\text{C}] \qquad (4.7.8)$$

în care:

– θ_∞ este temperatura pardoselii realizată în planul cablului încălzitor după un timp de funcționare infinit [°C];

– θ_0 - temperatura feței interioare a pardoselii [°C] (egală cu temperatura aerului din spațiul de sub încăperea considerată);

– θ_R - temperatura medie interioară a aerului din încăpere [°C] conform STAS 1907;

- T - constanta de tip a pardoselii [h];

- T_a - timpul de funcționare al instalației de încălzire [h];

– α - coeficientul de transmisie a căldurii prin convecție și radiație [W/m²·K];

- k_1 - coeficientul de transmisie a căldurii între suprafața planului cablului încălzitor (montat îngropat în pardoseală) și încăpere.

Temperatura θ_∞ se calculează cu relația:

$$\theta_\infty=\frac{P_s+k_1\cdot\theta_R+k_2\cdot\theta_0}{k_1+k_2} \quad [°\text{C}] \qquad (4.7.9)$$

în care k_2 este coeficientul de transmisie a căldurii prin pardoseală de la suprafața planului cablului încălzitor spre partea inferioară a acesteia [W/m²·K].

Constanta de timp a pardoselii T se calculează cu relația:

$$T=\frac{c\cdot\rho\cdot\delta}{k_1+k_2} \quad [\text{h}] \qquad (4.7.10)$$

în care:

- c este căldura masică a șapei de beton [J/kg·K];

– ρ - densitatea materialului șapei [kg/m³];

– δ - grosimea șapei de beton [m].

Exemplul de calcul 1

Se cere să se încălzească electric o încăpere având suprafața totală a pardoselii S = 25 m² (din care suprafața utilă S_u = 20 m²), temperatura

Tabelul 4.7.9. Alegerea tipului cablurilor încălzitoare în funcție de destinația încăperii

Încăperea	Putere instalată unitară [W / m²]		Cablu		Tip senzor
	Putere normală	Putere maximă	D tip 15 D tip 18	D tip 10	
Sală de baie	100...150	200	X	X	Pardoseală
Cameră de zi	80...100	150	X	X	Cameră
Hol de intrare	70...120	200	X	X	Pardoseală
Grup sanitar (WC)	70...100	200	X	X	Pardoseală
Dormitor	60...100	100	X	X	Cameră
Vestibul, coridor	50...100	200	X	X	Cameră
Camera copiilor	70...100	100	X	X	Cameră
Pivniță	50...100	200	X	X	Pardoseală
Spălătorie	70...150	200	X	X	Pardoseală
Pardoseală de lemn pe traverse	60...80	80	—	X	Combinat
Pardoseală subțire	100...120	150	—	X	Combinat / pardoseală
Birou	60...100	200	X	X	Cameră
Magazin	60...100	200	X	X	Cameră
Atelier	80...100	200	X	X	Cameră
Garaj	100...200	200	X	X	Pardoseală
Biserică	100...200	200	X	—	Cameră / pardoseală
Sală de gimnastică	50...80	—	X	X	—
Seră	50...100	100	—	—	—
Depozit, cămară	60...100	200	X	X	Cameră
Încălzire de bază	40...60	—	X	X	Pardoseală

Tabelul 4.7.10. Tipurile de cabluri încălzitoare recomandate în funcție de tipul pardoselii și sistemul de încălzire utilizat

Tipul pardoselii	Puterea instalată lineară a cablului P_l [W / m]
Încălzire directă	
- pardoseală din beton	≤ 18
- pardoseală din lemn	≤ 10
- pardoseală renovată (de mică grosime)	≤ 10
Încălzire cu acumulare	
- pardoseală din beton	15...33 (cabluri cu 2 conductoare)

interioară t_i = 20 °C și pierderile de căldură Q_h = 1500 W. Structura pardoselii este cea indicată în figura 4.7.24

Rezolvare

Se adoptă soluția de încălzire electrică prin pardoseală cu acumulare. Perioada de acumulare este cuprinsă între orele 22...6 și 13...15 (T_a = 10 h).

Se calculează puterea instalată cu relația 4.7.4:

$$P_i = \frac{c \cdot Q_h \cdot T_i}{T_a} = \frac{1{,}2 \cdot 1500 \cdot 24}{10} = 4320\ W$$

iar puterea termică unitară conform relației 4.7.3.

$$P_s = \frac{P_i}{S_u} = \frac{4320}{20} = 216\ W/m^2$$

Întrucât puterea termică unitară maximă admisă P_{smax} este de 175 W/m² rezultă puterea instalată în pardoseală: $P_{ip} = P_{smax} \cdot S_u$ = 175 · 20 = 3500 W

Rezultă că este necesară și o sursă suplimentară care să acopere diferența $\Delta P_i = P_i - P_{ip}$ = 4320 - 3500 = 820 W

Pentru asigurarea puterii instalate în pardoseală se alege din tabelul 4.7.11 un cablu încălzitor cu două conductoare cu puterea liniară instalată de 15 W/m.

Se calculează distanța d cu relația 4.7.5.

$$d = \frac{P_l}{P_s} \cdot 100 = \frac{15}{175} \cdot 100 = 8{,}57\ cm$$

Se observă că distanța d corespunde valorii recomandate din tabelul 4.7.12.

Lungimea totală a cablului de încălzire se calculează cu relația 4.7.6:

$$L = \frac{S_u}{d} \cdot 100 = \frac{20}{8{,}75} \cdot 100 \cong 234\ m \quad (4.7.11)$$

Diferența neacoperită ΔP_i corespunde unui necesar de căldură care se poate calcula cu relația:

$$\Delta Q_h = \frac{\Delta P_i \cdot T_a}{c \cdot T_i} = \frac{820 \cdot 10}{1{,}2 \cdot 24} = 285\ W \quad (4.7.12)$$

Pierderile de căldură ΔQ_h se pot acoperi fie printr-un sistem de încălzire electrică directă fie prin instalarea unei zone perimetrale de încălzire cu acumulare (în fața ferestrelor).

Dacă se utilizează încălzirea electrică directă (de exemplu, radiatoare electrice) atunci:

$P_i = c \cdot \Delta Q_h$ = 1,2 · 285 = 342 W

Se alege un radiator de 500 W.

Dacă se recurge la încălzirea electrică pe zona perimetrală (fig. 4.7.25) atunci suprafața zonei perimetrale este:

$$S_{zp} = \frac{P_{izp}}{P_{szp}} \quad [m^2] \quad (4.7.13)$$

unde:

- P_{izp} este puterea electrică din zona perimetrală [W];
- P_{szp} - puterea electrică maximă pentru zona perimetrală recomandată este de 200 W/m².

Pentru calculul puterii electrice din zona perimetrală se aplică relația 4.7.4, în care: $Q = \Delta Q_h$ = 285 W; T_i = 24 h; T_a = 10 h și c = 1,2.

rezultă: P_{izp} = (1,2·285·24)/10 = 820 W iar suprafața zonei perimetrale:

$$S_{zp} = \frac{P_{izp}}{P_{szp}} = \frac{820}{200} = 4{,}1\ m^2$$

Utilizând tot un cablu încălzitor cu două conductoare de 15 W/m, se calculează distanța dintre buclele cablului cu relația 4.7.5:

$$d_{zp} = \frac{P_l}{P_s} = \frac{15}{200} \cdot 100 = 7{,}5\ cm$$

valoare ce corespunde recomandărilor din tabelul 4.7.11.

Lungimea cablului necesar pentru încălzirea perimetrală conform relației 4.7.11 este:

$$L = \frac{S_u}{d} \cdot 100 = \frac{4{,}1}{7{,}5} \cdot 100 \cong 55\ m$$

Calculul se continuă cu determinarea valorilor temperaturilor θ_1 și θ_2 aplicând relațiile 4.7.7 și 4.7.8.

Se calculează mai întâi termenii care intră în componența celor două relații:

- coeficientul de transmisie a căldurii k_1 între suprafața planului cablului încălzitor și încăpere (fig. 4.7.24)

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2'}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{11{,}6} + \frac{0{,}06}{0{,}93} + \frac{0{,}06}{1{,}93}} = 5{,}2\ W/m^2 \cdot K$$

- coeficientul de transmisie a căldurii k_2 între suprafața planului cablului încălzitor și pământ (fig. 4.7.24)

$$k_2 = \frac{1}{\frac{\delta_2''}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4}} = \frac{1}{\frac{0{,}03}{1{,}39} + \frac{0{,}04}{0{,}046} + \frac{0{,}1}{2{,}09}} = 1{,}1\ W/m^2 \cdot K$$

Tabelul 4.7.11. Distanțele „d" recomandate pentru cablurile de 10 și 15 W/m în funcție de puterea instalată pe unitatea de suprafață

Putere unitară [W / m²]	Distanța „d" [cm]	
	Cabluri cu 10 W / m	Cabluri cu 15 W / m
50	20	30
75	13	20
100	10	15
125	8	12
150	6,8	10
175	5,7	8,5
200	5	7,5

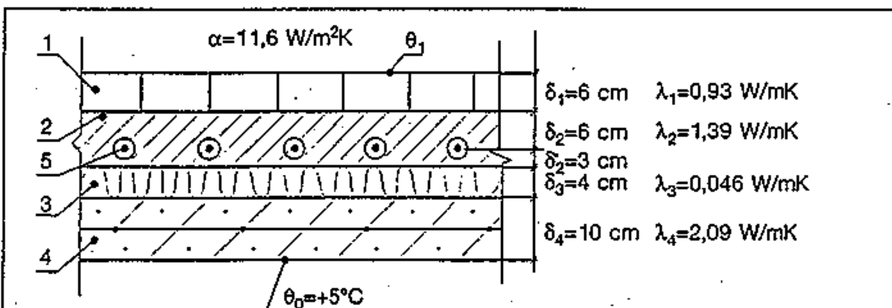


Fig. 4.7.24. Structura pardoselii din exemplul de calcul 1:
1 - mozaic; 2 - beton; 3 - izolație termică; 4 - beton armat; 5 - cablu electric
δ - grosimea straturilor; λ - conductivitatea termică.

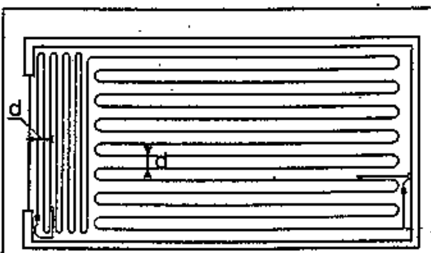


Fig. 4.7.25. Încălzirea electrică cu cabluri încălzitoare montate în pardoseală cu micșorarea distanței „d" între buclele cablului în zona din fața ferestrei (zona perimetrală).

- temperatura pardoselii după un timp de funcţionare infinit θ_∞, se determină cu relaţia 4.7.9.

$$\theta_\infty=\frac{P_s+k_1\cdot\theta_R+k_2\cdot\theta_0}{k_1+k_2}=$$

$$=\frac{175+5{,}2\cdot 20+1{,}1\cdot 5}{5{,}2+1{,}1}=45\ °C$$

în care s-a considerat $P_s = P_{sm}$ = 175 W/m²; $\theta_R \approx t_i$ = 20 °C şi θ_0 = 5 °C.

- constanta de timp a pardoselii se determină cu relaţia 4.7.10

$$T=\frac{c\cdot\rho\cdot\delta}{k_1+k_2}=\frac{0{,}23\cdot 2\,200\cdot 0{,}09}{5{,}2+1{,}1}=7{,}23\ h$$

în care s-a considerat:
c = 0,23 Wh/kg·K; $\delta = \delta_2$ = 0,09 m; ρ = 2 200 kg/m³.

• se calculează temperatura θ_2 în planul cablului încălzitor cu relaţia:

$\theta_2 = \theta_\infty + (\theta_0 - \theta_\infty)\cdot e^{-T_a/T}$ =
= 45 + (5-45)·$e^{-8/7{,}23}$ = 31,9 < 50 °C

în care s-a considerat T_a = 8 h (luându-se în calcul numai orele de funcţionare din timpul nopţii între 22^{00} şi 6^{00}).

• se calculează temperatura θ_1 a pardoselii cu relaţia 4.7.8.

$$\theta_1=\left(1-\frac{k_1}{\alpha}\right)\cdot\theta_R+\frac{k_1}{\alpha}\cdot\theta_2=$$

$$=\left(1-\frac{5{,}2}{11{,}6}\right)\cdot 20+\frac{5{,}2}{11{,}6}\cdot 31{,}9=$$

$$=25{,}3\ °C<28\ °C$$

în care s-a considerat $\theta_R \approx t_i$ = 20 °C.

Rezultă că valorile temperaturilor se înscriu în limitele impuse.

4.7.5.2 Încălzirea electrică prin plafon

Se utilizează în combinaţie cu încălzirea prin pardoseală în cazul clădirilor etajate la care un singur beneficiar suportă cheltuielile pentru plata energiei electrice.

În această situaţie lipseşte stratul de izolaţie amplasat sub cablurile încălzitoare montate în plăcile din beton (sau în şapa acestora) dintre etaje ceea ce face ca fluxul termic emis de acestea să se repartizeze atât către zona superioară cât şi către cea inferioară, în raport cu rezistenţele termice aferente.

Plafonul devine element de încălzire, iar temperatura la suprafaţa acestuia nu trebuie să depăşească 35...40 °C la o înălţime de 2,5 m (din motive fiziologice).

Se utilizează, de asemenea, şi încălzirea prin plafon cu folii încălzitoare. Foliile încălzitoare sunt alcătuite dintr-o bandă metalică realizată dintr-un aliaj de plumb şi staniu, fuzibil la circa 180 °C, dispusă între folii compozite din poliesteri sau polietilenă. Acestea se produc cu lăţimi variabile între 30 şi 120 cm şi cu puteri unitare cuprinse între 100 şi 200 W/m².

Folia THERMITAS fabricată de firma RADIASOL din Franţa (fig. 4.7.26) este alcătuită dintr-o plasă din fibre de sticlă gresate cu un amestec de politetrafluoretilen şi carbon, izolată electric cu o învelitoare din poliester.

Aplicarea foliilor încălzitoare pe plafon se face prin fixarea pe extradosul plăcii înainte de finisarea plafonului (fig. 4.7.27 a, b, c, d) sau prin aplicarea pe suprafaţa plafonului existent (fig. 4.7.27 e).

4.7.5.3 Încălzirea electrică prin pereţi

Soluţia de încălzire electrică se realizează prin înglobarea în tencuiala pereţilor a unor suprafeţe încălzitoare din ţesături textile îmbibate cu grafit sau prin aplicarea pe tencuială a unor tapete încălzitoare.

Alimentarea cu energie electrică se face prin intermediul unor transformatoare electrice 220/24 V c.a.

În cazul încălzirii electrice prin pereţii exteriori aceştia trebuie să dispună de o izolaţie termică mult mai mare decât în cazul altor sisteme de încălzire, ceea ce face ca sistemul să fie rar utilizat datorită costurilor prea ridicate.

4.7.6. Încălzirea electrică „bijoncţiune"

4.7.6.1 Descrierea sistemului de încălzire

Încălzirea bijoncţiune este un procedeu de încălzire electrică directă destinat numai locuinţelor colective (blocuri).

Acest sistem se compune din aparate electrice de încălzire cu dublă alimentare montate în fiecare încăpere şi din două circuite electrice de racordare (fig. 4.7.28).

Aparatele electrice cu dublă alimentare sunt alcătuite din două grupuri de rezistenţe diferite:

• o parte a rezistenţelor este racordată la tabloul electric al locuinţei (individual).

• cealaltă parte a rezistenţelor este racordată la tabloul electric comun al blocului.

Repartiţiile de putere la nivelul fiecărui aparat sunt, în general, următoarele:

• 1/2 individual şi 1/2 colectiv;
• 1/3 individual şi 2/3 colectiv.

Energia electrică consumată pentru încălzire este, în această situaţie, contorizată şi facturată în mod distinct:

• pentru consumul individual pe contorul propriu al fiecărei locuinţe;
• pentru consumul colectiv pe contorul tabloului comun.

Sistemul „bijoncţiune" permite, într-un imobil colectiv, conform modului de reglare ales, să existe o încălzire de bază permanentă (de gardă) realizată de instalaţia electrică colectivă.

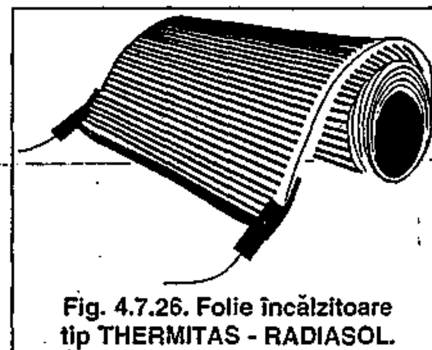


Fig. 4.7.26. Folie încălzitoare tip THERMITAS - RADIASOL.

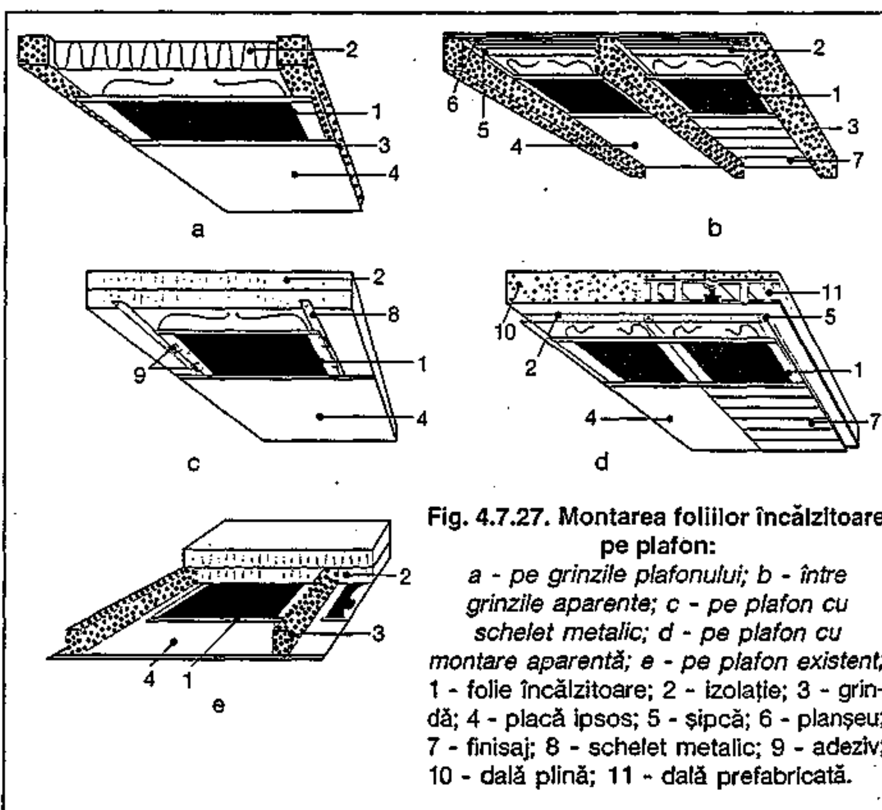


Fig. 4.7.27. Montarea foliilor încălzitoare pe plafon:
a - pe grinzile plafonului; b - între grinzile aparente; c - pe plafon cu schelet metalic; d - pe plafon cu montare aparentă; e - pe plafon existent;
1 - folie încălzitoare; 2 - izolaţie; 3 - grindă; 4 - placă ipsos; 5 - şipcă; 6 - planşeu; 7 - finisaj; 8 - schelet metalic; 9 - adeziv; 10 - dală plină; 11 - dală prefabricată.

Diferența de necesar de căldură pentru atingerea temperaturii interioare de confort se obține prin intermediul instalației electrice individuale.

În scopul reducerii costurilor de exploatare ale acestui sistem de încălzire este indicat să se efectueze o întrerupere a circuitului colectiv de încălzire în orele de tarif maxim (vârf).

4.7.6.2 Aparate și materiale

Aparatele electrice utilizate pentru încălzirea „bijoncțiune" sunt asemănătoare cu cele utilizate la încălzirea electrică directă, singura deosebire constând în faptul că sunt compuse din două grupuri de rezistențe, cu două racorduri electrice distincte. Pentru alimentarea cu energie electrică a acestor aparate se realizează două circuite electrice distincte. Acestea se proiectează și se execută cu respectarea tuturor normelor și prescripțiilor în vigoare pentru instalațiile electrice, în general.

Este indicat ca circuitele electrice să fie realizate din conductoare sau cabluri din Cu, secțiunile calculându-se în funcție de puterile instalate ale aparatelor de încălzire (rezistențe) pe care le alimentează.

4.7.6.3 Calculul puterii instalate

Calculul puterii electrice totale instalate necesare pentru încălzirea unei incinte (apartament) se face în același mod ca pentru încălzirea electrică directă (§ 4.7.2).

Pentru stabilirea numărului de aparate de încălzire necesare se ține cont de felul în care sunt repartizate grupurile de rezistențe pe cele două circuite (colectiv și individual) în funcție de sistemul de încălzire bijoncțiune) ales.

4.7.6.4 Execuție și exploatare

Execuția instalațiilor de alimentare a aparatelor de încălzire se face cu respectarea tuturor normelor și prescripțiilor tehnice în vigoare, din care se pot sublinia:

- pentru aparatele electrice a căror putere instalată depășește 2 kW se realizează circuite distincte;
- fiecare aparat electric este racordat la două circuite electrice (unul de la tabloul de apartament și celălalt de la tabloul comun);
- circuitele electrice sunt protejate cu dispozitive de protecție la supracurent (de exemplu, întrerupătoare automate mici) și se amplasează la același nivel cu accesul în locuință într-un loc inaccesibil utilizatorului;
- dispozitivele de protecție la supracurent nu protejează decât circuitele care deservesc o singură locuință;
- pentru protecția împotriva electrocutărilor prin atingere directă, carcasele aparatelor de încălzire se leagă la pământ prin intermediul celui de-al treilea conductor al cablului sau prin prevederea unui conductor suplimentar;

Aparatele montate în spații umede (băi, bucătării, grupuri sanitare) se leagă suplimentar la instalația de împământare.

- acolo unde este posibil se recomandă ca pentru protecția electrocutărilor prin contact direct să se prevadă disjunctoare de curent rezidual;
- aparatele de încălzire se fixează bine de elementele de construcții, astfel încât să nu se poată mișca sau răsturna;
- cutiile de conexiuni sunt de tip etanș și distincte, pentru instalația individuală de cele pentru instalație comună; acestea din urmă fiind amplasate în spatele aparatului de încălzire;
- pentru o bună siguranță în exploatare este necesar ca instalația să fie dotată cu sisteme de întrerupere totală a alimentării aparatelor cu energie electrică atât pentru cea individuală cât și pentru cea colectivă;
- înainte de punerea în funcțiune, instalația electrică de alimentare este verificată de către furnizorul de energie electrică sau de o firmă specializată.

4.7.7. Încălzirea electrică mixtă

Acest tip de încălzire este constituit din asocierea, la nivelul producerii căldurii, a unei încălziri de bază cu o încălzire de adaos.

Încălzirea de bază este asigurată de cabluri încălzitoare îngropate în pardoseală. Acestea asigură 60-70 % din energia necesară încălzirii unei încăperi.

Încălzirea de completare sau de adaos (30...40 %) este o încălzire electrică directă care furnizează diferenț. de energie necesară pentru obținerea

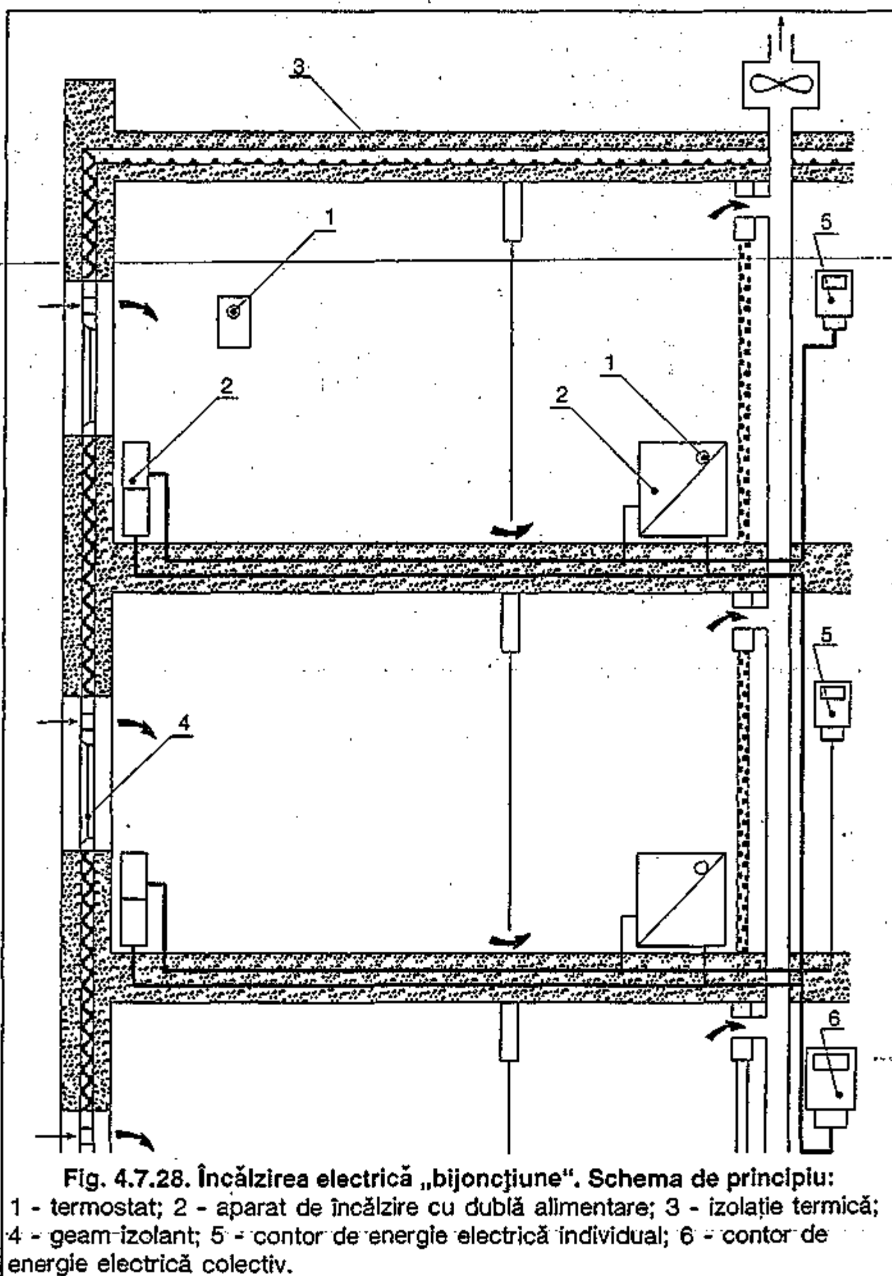


Fig. 4.7.28. Încălzirea electrică „bijoncțiune". Schema de principiu:
1 - termostat; 2 - aparat de încălzire cu dublă alimentare; 3 - izolație termică; 4 - geam izolant; 5 - contor de energie electrică individual; 6 - contor de energie electrică colectiv.

temperaturii de confort.

Sistemul se aplică, în general, blocurilor de locuințe.

Încălzirea de bază este alimentată cu energie electrică printr-o instalație electrică comună și contorizată cu ajutorul unui contor de energie comun. Aceasta este o încălzire electrică prin pardoseală cu acumulare și funcționează în perioada de tarif redus din timpul nopții (între orele 22^{00} și 6^{00}). Inerția termică a pardoseli permite acumularea în 8 ore de funcționare (în perioada de tarif redus) a unei cantități de căldură necesară în 24 de ore. Încălzirea de adaos este o încălzire electrică individuală pentru care se utilizează aparate de încălzire directă.

Aceste aparate sunt comandate de termostate care permit reglarea temperaturii fiecărei încăperi la valoarea dorită. Instalația electrică de alimentare a acestor aparate este individuală, iar consumurile sunt înregistrate de contorul fiecărui apartament.

Pentru încălzirea de bază (încălzirea electrică prin pardoseală cu acumulare) materialele utilizate, prescripțiile tehnice cât și calculele de dimensionare sunt cuprinse în paragraful 4.7.5. iar pentru încălzirea de adaus (încălzire electrică directă) se consultă paragraful 4.7.2.

4.8. Încălzirea cu apă geotermală

4.8.1. Utilizarea apelor geotermale pentru încălzire

Utilizarea eficientă a energiei geotermale la alimentarea cu căldură a consumatorilor impune respectarea următoarelor condiții generale:

- cunoașterea parametrilor de exploatare a sursei pe baza unui studiu hidrogeologic anterior și garantarea parametrilor: debit, temperatură, compoziție chimică, inclusiv previziuni asupra evoluției în timp de către furnizorul apei geotermale;
- asigurarea unei bune corelări între amplasamentul sursei (sonda geotermală) și consumatorii de căldură;
- utilizarea în măsură cât mai mare a energiei termice disponibile a sursei geotermale prin:
- realizarea unei răciri cât mai accentuate a apei în instalațiile consumatoare (înserierea instalațiilor, folosirea aparatelor termice performante);
- asigurarea unei durate anuale de funcționare cât mai ridicate, prin funcționarea în regimul de bază al consumatorului și asocierea unor consumatori având curbe de sarcină diferite.
- asigurarea compatibilității apei geotermale cu instalațiile utilizatoare prin prevederea unor măsuri corespunzătoare (tratarea apei, materiale adecvate, posibilități pentru intervenție și înlocuirea componentelor);
- adoptarea următoarelor modalități de valorificare termică în funcție de nivelul de temperatură al apei geotermale:

t=30...50 °C
- încălzire solarii;
- încălzire și preparare apă caldă de consum cu pompe de căldură;
- preparare apă caldă de consum menajer sau tehnologic cu pompe de căldură.

t = 50...80 °C
- încălzire și preparare apă caldă de consum, prin asociere cu o centrală termică de vârf pentru consumatori civili, industriali și sere;
- preparare apă caldă de consum menajer sau tehnologic.

t > 80 °C
- încălzire și preparare apă caldă de consum, prin asociere cu o centrală termică de vârf pentru consumatori civili, industriali și sere;
- încălzire și preparare apă caldă de consum, pentru consumatori industriali;
- încălzire în procese tehnologice de uscare;
- preparare apă caldă de consum tehnologic.

4.8.2. Surse geotermale

Existența energiei acumulate în scoarța terestră este pusă în evidență prin creșterea progresivă a temperaturii solului cu adâncimea, pe verticala fiecărui punct.

Gradientul geotermic G_t reprezintă creșterea temperaturii solului cu adâncimea, pe unitatea de lungime și se exprimă în K/100 m. Valoarea medie pe glob a gradientului geotermic este G_t = 3 K/100 m.

Subsolul României prezintă zone întinse în care gradientul geotermic este mai mare decât această valoare, maximum constatat fiind G_t = 7 K/100 m, în nordul Câmpiei de Vest.

În figura 4.8.1 este arătată, pe zone geografice caracteristice, variația temperaturii solului cu adâncimea, evidențiindu-se valorile de gradient geotermic.

În cazul în care o anumită structură geologică (soluri nisipoase, calcare, gresii fisurate) conține apă, aceasta la temperatura rocilor în care este depozitată, existând astfel premizele valorificării energiei geotermale prin foraj.

Zonele cu zăcăminte hidrogeotermale, în exploatare și de perspectivă, sunt prezentate în figura 4.8.2.

Temperatura apelor geotermale este cuprinsă în domeniul 50...120 °C, iar adâncimea de amplasare a acviferelor este de 1...3 km.

În tabelul 4.8.1 sunt indicate caracteristicile sistemelor hidrogeotermale care au sonde în exploatare, numărul acestora fiind - la nivelul anului 1996 - de 70.

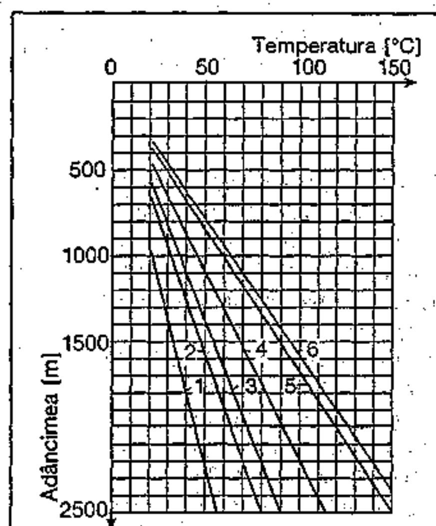


Fig. 4.8.1. Graficul de variație a temperaturii solului cu adâncimea:
1. - Zona estică a platformei Moesice: G_t = 2,3 K/100 m;
2. - Depresiunea Transilvaniei: G_t = 3,3 K/100 m;
3. - Depresiunea Getică și Depresiunea Bârladului: G_t = 3,7 K/100 m;
4. - Zona vestică a platformei Moesice: G_t = 4,7 K/100 m;
5. - Zona sudică a Depresiunii Panonice: G_t = 6,0 K/100 m;
6. - Zona nordică a Depresiunii Panonice: G_t = 6,5 K/100 m.

Tabelul 4.8.1. Caracteristicile sistemelor hidrogeotermale care au sonde în exploatare

Sistemul hidrogeotermal	Structura geologică	Adâncimea medie a sondei [m]	Temperatura medie a apei [°C]	Debitul mediu pe sondă [l/s]	Mineralizația totală a apei [g/l]
Crișul Negru - Someș	Granular - nisipuri	1500	65	10	3 ... 11
Borș	Fisurat - calcare, dolomite	2800	120	10	8 ... 14
Oradea	—//—	2800	80	12	1 ... 3
Mureș - Crișul Negru	Granular - nisipuri	1500	65	8	2 ... 5
Banatul de vest	—//—	2000	75	10	3 ... 11
Cozia - Căciulata	Fisurat - gresii	3000	90	20	13 ... 15
București Nord - Otopeni	Fisurat - calcare, dolomite	3000	65	25	1 ... 2
Însurăței - Mihai Bravu	Fisurat - calcare	1000	60	10	2 ... 4

Potenţialul energetic al resurselor hidrogeotermale se exprimă prin energia termică conţinută în apa geotermală produsă la capul de sondă, considerând răcirea acesteia, în instalaţiile de valorificare din aval, până la 30 °C.

Potenţialul energetic total, disponibil în prezent, al sistemelor hidrogeotermale cuprinse în tabelul 4.8.1 este de 2000 TJ/an. Repartiţia pe tipuri de utilizări a potenţialului energetic actual al apelor geotermale este ilustrată de figura 4.8.3.

Se remarcă ponderea însemnată pe care o are încălzirea clădirilor şi prepararea apei calde de consum.

Prin perfecţionarea tehnologiilor existente şi prin includerea zonelor de perspectivă, indicate în figura 4.8.2, în circuitul de valorificare, potenţialul energetic al resurselor geotermale la nivelul întregii ţări se estimează la peste 20.000 TJ/an.

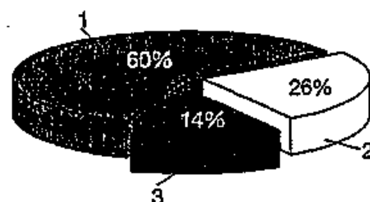


Fig. 4.8.3. Repartizarea pe tipuri de consumatori ai energiei geotermale:
1 - încălzire clădiri civile şi industriale, apă caldă de consum;
2 - agricultură;
3 - balneologie, tratament.

4.8.3. Poziţia instalaţiilor termice în lanţul de valorificare complexă a energiei geotermale

O sondă de producţie apă geotermală pune în faţa „inginerului de sistem" problema utilizării cât mai eficiente a apei şi a căldurii conţinute de aceasta. Se urmăreşte obţinerea unei răciri cât mai accentuate a apei geotermale în instalaţiile termice, precum şi utilizarea acesteia în scopuri multiple.

Pentru valorificarea cât mai completă a apelor geotermale se utilizează scheme în trepte. În acest scop pot fi avute în vedere următoarele domenii de valorificare:

- I - încălzirea clădirilor, preparare apă caldă de consum;
- A - agricultură: sere, solarii, culturi de alge, piscicultură;
- B - balneologie, agrement;
- G - separare gaze combustibile;
- Ch - valorificare chimică: extragerea substanţelor minerale utile.

Schema de valorificare adoptată trebuie să ţină seama şi de calitatea apei geotermale.

Se pot delimita următoarele categorii de ape:

- a - convenţional curate;
- b - incrustante, corosive;
- c - cu gaze combustibile;
- d - puternic mineralizate;
- e - poluante.

În figura 4.8.4 sunt exemplificate diverse scheme generale de valorificare a apelor geotermale în funcţie de natura apelor, cu indicarea poziţiei utilizatorului în lanţul de valorificare. Din toate schemele rezultă că utilizarea în instalaţiile termice (încălzirea clădirilor civile şi industriale, prepararea apei calde de consum) se face în prima treaptă a lanţului de înseriere a consumatorilor. Cu excepţia cazului apelor convenţional curate (a), în toate celelalte cazuri nu se introduce apă geotermală în instalaţiile de încălzire ale utilizatorilor, separarea hidraulică dintre circuitele primar şi secundar făcându-se prin schimbătoare de căldură.

Reinjecţia apei geotermale în sol, după utilizare, se impune din considerente de protecţie a mediului (în cazul apelor poluante) cât şi pentru conservarea zăcământului.

4.8.4. Sisteme de alimentare cu căldură

Valorificarea energetică a resurselor geotermale şi realizarea unui sistem de

Fig. 4.8.2. Sistemele hidrogeotermale din România.

alimentare cu căldură sunt condiționate, în primul rând, de existența consumatorilor de căldură (clădiri de locuit și social-culturale, clădiri de producție, sere etc.) în zona cu resurse.

În funcție de mărimea acestor consumatori și de densitatea sarcinii termice de încălzire, sistemele de alimentare cu căldură pot fi:

- centralizate;
- locale.

Sistemele centralizate se prevăd pentru alimentarea cu căldură a unei grupări de consumatori (o localitate, un cartier) având sarcina termică de peste 5 MW. Configurația generală a sistemului este prezentată în figura 4.8.5. Sursa este constituită de una sau mai multe sonde de producție apă geotermală care debitează într-o rețea comună ce alimentează punctul termic geotermal. Aici, apa geotermală cedează căldura agenților termici secundari, prin intermediul schimbătoarelor de căldură, după care, în final, este reinjectată în zăcământ prin sonda de injecție.

Punctul termic geotermal se cuplează cu o centrală termică de vârf cu care conlucrează pentru asigurarea nivelului de temperatură al agentului termic necesar la consumatori. Rețelele termice de distribuție nu se deosebesc cu nimic față de rețelele termice secundare urbane; ele au în componență conductele de încălzire ducere-întoarcere, conducta de apă caldă de consum și conducta de recirculare apa caldă de consum.

Sistemele locale se utilizează pentru alimentarea cu căldură a unor mici consumatori, amplasați în vecinătatea sondei de producție, a căror sarcină termică este de 1...4 MW.

Aplicațiile locale eficiente se obțin prin înserierea consumatorilor pe trepte de temperatură necesară, realizându-se unul sau mai multe circuite având regimuri hidraulice și termice distincte, grupate în funcție de mărimea și simultaneitatea în timp a consumurilor. În cazul unor ape geotermale neincrustante și necorosive se introduce apa geotermală direct în receptoarele instalațiilor interioare (serpentine de încălzire la sere, registre de încălzire la ateliere etc). Tendința generală este de a se abandona soluția utilizării directe a apei geotermale în instalațiile de la consumatori.

În figura 4.8.6 este prezentată componența unui sistem local de alimentare cu căldură folosind energia geotermală de la o sondă de producție. Apa geotermală, nefiind poluantă, se poate evacua direct la emisar.

4.8.5. Echipamentul circuitului de apă geotermală

În circuitul de apă geotermală al unui sistem centralizat de alimentare cu căldură se găsesc următoarele componente:

- sursa geotermală;
- instalația de degazare;
- stația de tratare chimică;
- stația de pompare;
- conducta de transport;
- schimbătoarele de căldură din punctul termic geotermal;
- treapta de epurare;
- conductele de evacuare;
- stația de reinjecție.

În figura 4.8.7 este indicată amplasarea acestor componente în cadrul circuitului de apă geotermală.

4.8.5.1 Sursa geotermală

Este constituită din una sau mai multe sonde de producție apă geotermală, dintr-un perimetru dat; sonda poate debita la capul de exploatare artezian sau prin pompare submersibilă.

Pomparea submersibilă, utilizată și în cazul sondelor arteziene cu tendință de scădere a debitului în timp, realizează stabilizarea și controlul debitului de apă geotermală, putându-se obține și o reglare cantitativă a sursei.

Tipuri de pompe folosite:

- *electropompe submersibile cu motor termorezistent;* sunt utilizate în mod

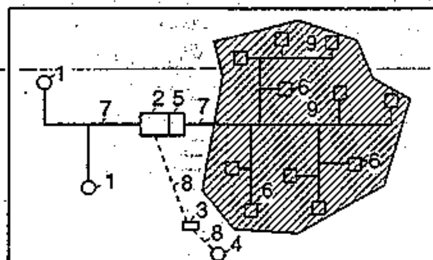


Fig. 4.8.5. Sistem centralizat de alimentare cu căldură utilizând energia geotermală: 1 - sondă de producție; 2 - punct termic geotermal; 3 - stație de injecție; 4 - sondă de injecție; 5 - sursă auxiliară (centrală termică de vârf); 6 - consumatori; 7 - rețea de transport a apei geotermale; 8 - conductă de apă geotermală folosită (uzată termic); 9 - rețele secundare de distribuție.

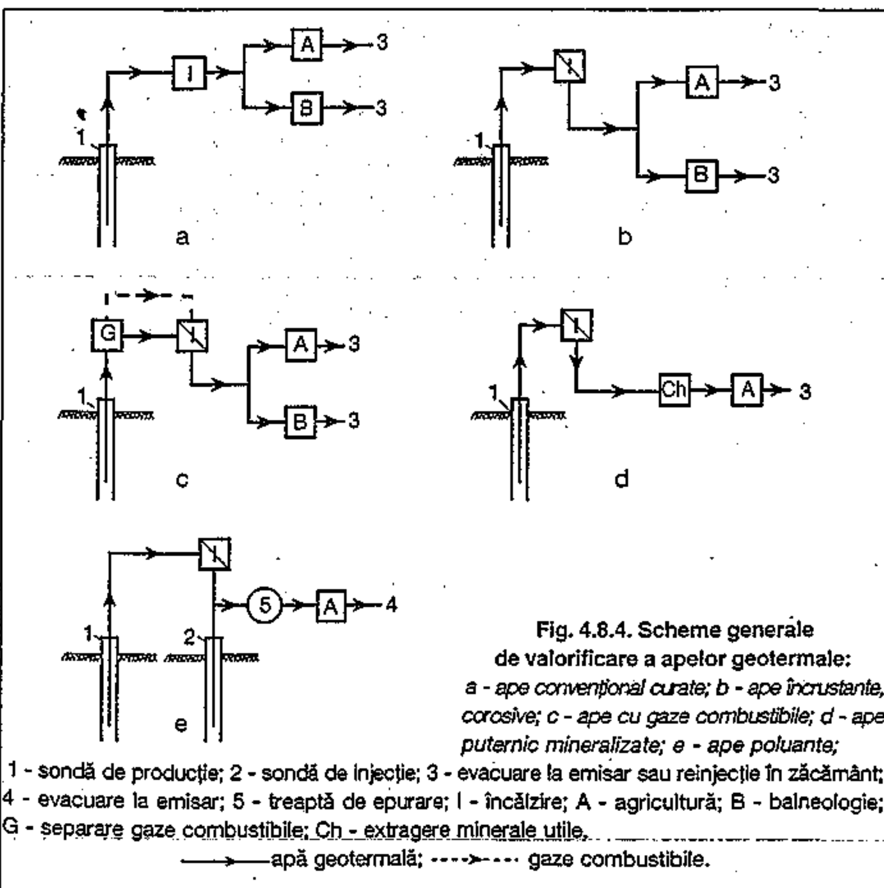


Fig. 4.8.4. Scheme generale de valorificare a apelor geotermale: *a - ape convențional curate; b - ape încrustante, corosive; c - ape cu gaze combustibile; d - ape puternic mineralizate; e - ape poluante;*
1 - sondă de producție; 2 - sondă de injecție; 3 - evacuare la emisar sau reinjecție în zăcământ; 4 - evacuare la emisar; 5 - treaptă de epurare; I - încălzire; A - agricultură; B - balneologie; G - separare gaze combustibile; Ch - extragere minerale utile.
——→ apă geotermală; ---→--- gaze combustibile.

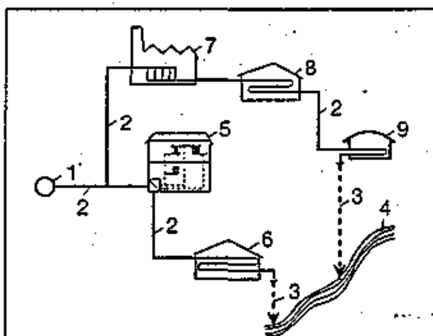


Fig. 4.8.6. Sistem local de alimentare cu căldură utilizând energia geotermală: 1 - sondă de producție; 2 - conductă apă geotermală; 3 - conductă apă geotermală folosită (uzată termic); 4 - emisar; 5 - locuințe; 6 - anexe gospodărești; 7 - ateliere; 8 - sere; 9 - solarii.

curent pentru ape geotermale cu temperatura sub 80 °C. Agregatul se compune dintr-o pompă centrifugă multietajată cuplată direct cu electromotorul care este alimentat prin cablu de la suprafață; ansamblul este suspendat pe coloana sondei și lucrează permanent sub nivelul apei; tip reprezentativ de pompă: BYRON-JACKSON (SUA);

- *turbopompe;* sunt utilizate pentru ape geotermale cu temperatură de peste 70 °C. Turbopompa se compune dintr-un subansamblu submersibil pompă-turbină, cu arbore comun și două electropompe de suprafață pentru antrenarea subansamblului imersat; tip reprezentativ de pompă: GUINARD (Franța).

4.8.5.2 Instalația de degazare

Se compune din unul sau mai multe rezervoare la presiune atmosferică sau sub presiune, denumite degazoare; realizează eliminarea gazelor dizolvate din apa geotermală în scopul asigurării siguranței în funcționare și fiabilității instalațiilor din aval. Rezervorul degazor amplasat lângă sondă are capacitatea de 15...50 m³.

Gazele dizolvate întâlnite cel mai frecvent în apele geotermale din România sunt: metanul, bioxidul de carbon și hidrogenul sulfurat. Dintre acestea, metanul are ponderea cea mai însemnată ajungând să reprezinte, la unele sonde din județul Timiș, până la 90...95 % din totalul gazelor asociate. În condițiile în care producția de gaz metan a apelor geotermale este însemnată, ca de exemplu la sondele din județele Timiș (1,5...3,5 m^3_N gaz/m³ apă, P_{ci} = 30 000...33 000 kJ/m^3_N) și Arad 1...2,8 m^3_N gaz/m³ apă, P_{ci} = 21 000 ...33 500 kJ/m^3_N), degazarea trebuie să asigure separarea, captarea și valorificarea energetică a gazului (utilizarea la arzătoarele cazanelor centralelor termice de vârf asociate cu punctul termic geotermal).

În figura 4.8.8 este prezentată schema unei instalații de degazare și recuperare a gazelor combustibile. Utilizând această schemă se pot asigura presiuni ale gazului la consumator de până la 50 mbar. În cazul în care consumatorii de gaze combustibile sunt situați la distanțe mai mari de sondă, schema va fi completată în aval cu o stație de comprimare echipată cu electrocompresoare precum și cu o treaptă de acumulare de medie presiune a gazelor.

4.8.5.3 Stație de tratare chimică

Stația este prevăzută pentru corectarea compoziției chimice a apei geotermale în scopul asigurării compatibilității acesteia cu instalațiile utilizatorului.

Apele geotermale de pe teritoriul României se încadrează, după natura ionilor preponderenți, în următoarele categorii de ape:

- bicarbonatate, clorurate, sodice;
- sulfatate, bicarbonatate, calcice.

Mineralizația totală a acestor ape are valori însemnate, depășind, în unele cazuri, 10 g/l (tab. 4.8.1).

Pentru utilizatori este extrem de important să se cunoască efectele pe care le pot avea folosirea apei geotermale în instalații, efecte dictate de stabilitatea chimică ce determină caracterul corosiv, incrustant sau neutru al acestor ape.

Aprecierea gradului de stabilitate al apelor geotermale se face cu ajutorul indicelui de saturație I_s, determinat cu formula lui Langélier.

Indicele de saturație se definește ca diferența dintre valoarea măsurată a pH-ului apei din sondă și valoarea calculată a pH-ului, la saturație.

Valoarea negativă a indicelui de saturație indică excesul de CO_2 și deci, tendința apei de a dizolva depozitele existente de carbonat de calciu, dar și agresivitatea față de metale. Valoarea pozitivă a indicelui de saturație indică suprasaturarea apei cu carbonat de calciu și deci, tendința apei de a forma depozite pe suprafețele de contact.

Concluzionând asupra comportamentului apei geotermale față de instalații rezultă următoarele categorii de ape:

$I_s < 0$ - corosive;
$I_s = 0$ - neutre;
$0 < I_s \leq 1$ - slab incrustante;
$1 < I_s \leq 2$ - mediu incrustante;
$I_s > 2$ - puternic incrustante;

Exemplificând pentru unele zone cu resurse hidrogeotermale, apele se prezintă astfel:

- Banatul de vest, ape mediu incrustante;
- Borș, Oradea, ape puternic incrustante;
- Cozia-Căciulata, ape corosive;
- București Nord-Otopeni, ape corosive.

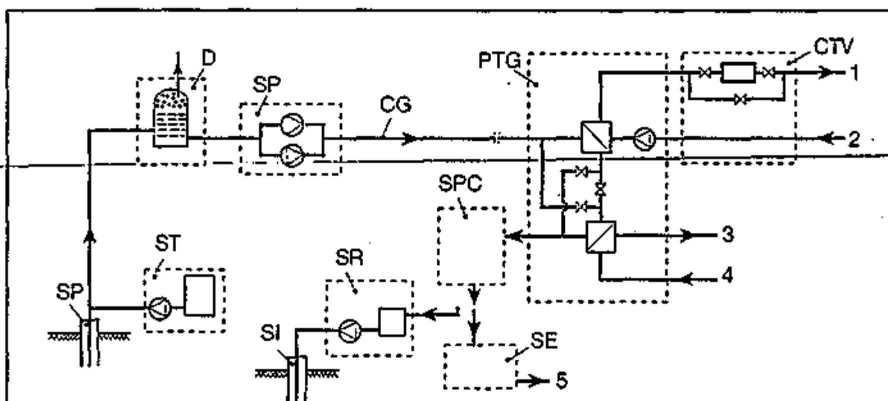


Fig. 4.8.7. Amplasarea echipamentului circuitului de apă geotermală:
SP - sondă de producție; D - degazor; ST - stație de tratare; SP - stație de pompare; CG - conductă de transport apă geotermală; PTG - punct termic geotermal; CTV - centrală termică de vârf; SPC - stație de pompe de căldură; SR - stație de reinjecție; SI - sondă de reinjecție; SE - stație de epurare; 1 - la instalațiile de încălzire; 2 - de la instalațiile de încălzire; 3 - apă caldă de consum; 4 - apă rece; 5 - la emisar.

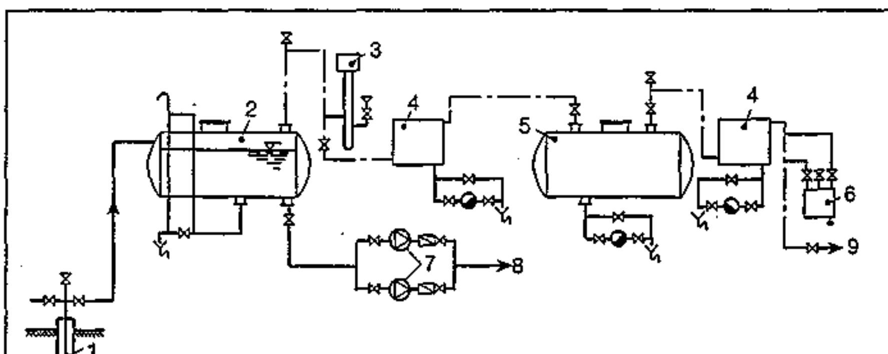


Fig. 4.8.8. Schema instalației de degazare și recuperare a gazelor combustibile:
1 - sondă de producție apă geotermală; 2 - rezervor degazor; 3 - dispozitiv de siguranță pentru suprapresiune; 4 - registre de condensare; 5 - rezervor tampon de gaze; 6 - dispozitiv de odorizare cu etilmercaptan; 7 - pompă apă geotermală; 8 - la punctul termic geotermal; 9 - la consumatorii de gaze combustibile.
—— conductă apă geotermală; — · — conductă gaze combustibile

Rolul stației de tratare este acela de a corecta compoziția chimică a apei geotermale, aducând la zero valoarea indicelui de saturație. Acest lucru se realizează prin tratarea cu inhibitori a apei geotermale, prin introducerea lor directă în gura sondei.

Dintre inhibitorii folosiți cu bune rezultate în România se amintesc:
- tripolifosfat de sodiu;
- vinil acetat anhidridă maleică - VAMA;
- polielectrolit anionic PONILIT.

Tipul inhibitorului și doza folosită se stabilesc pentru fiecare caz în parte pe baza măsurătorilor asupra compoziției chimice a apei geotermale din sondă.

Dozele de inhibitori practicate (miligrame la litru de apă geotermală) sunt următoarele:
- VAMA: 5...15 mg/l;
- tripolifosfat de sodiu: 5...10 mg/l;
- PONILIT: 1...20 mg/l.

Pentru realizarea tratării cu inhibitori a apei geotermale se utilizează o stație de tratare compusă, în principal, din rezervoare de diluare-consum inhibitori și pompe dozatoare care injectează produsul într-o buclă în care se vehiculează un debit scăzut de apă geotermală. Amestecul inhibitor este dirijat către fundul forajului printr-o țeavă de diametru mic introdusă în coloana sondei.

În figura 4.8.9 este prezentată schema funcțională pentru tratarea chimică cu inhibitori a apei geotermale, prin injecție în sonda de producție.

4.8.5.4 Epurarea

Epurarea (chimică sau biologică) este o treaptă care se prevede doar în cazul apelor poluante care nu se reinjectează în zăcământ. Dacă stația de tratare chimică pentru combaterea pericolului de corosiune și de depunere se amplasează la începutul lanțului geotermal, la sondă, stația de epurare pentru combaterea pericolului de poluare a mediului se amplasează la sfârșit, înainte de deversarea în emisar.

Principala substanță poluantă din apele geotermale o constituie fenolii.

Concentrația maximă admisă de fenoli într-o apă care se deversează în ape de suprafață este de 0,6 mg/l. Majoritatea apelor geotermale din România se încadrează în această limită, dar există și cazuri în care concentrația de fenoli este mult mai mare. De exemplu, s-au constatat următoarele valori: 1,9 mg/l la Lovrin, 2,5 mg/l la Săcuieni, 12 mg/l la Tomnatec, 15 mg/l la Sânnicolau, 20 mg/l la Ciumeghiu.

Eliminarea fenolilor din apele geotermale deversate se face prin următoarele metode:
- filtrare prin cărbune activat granular;
- introducere în bazine cu culturi de macrofite.

Epurarea apei geotermale prin adsorbție pe cărbune activat granular se face prin trecerea apei, în flux continuu, descendent, prin rezervoare închise având stratul de cărbune cu înălțimea de 1...3 m. Viteza de trecere a apei prin filtru este de 0,003...0,01 m/s; granulația necesară a cărbunelui este de 0,5...2,5 mm.

4.8.5.5 Stația de pompare

Cu ajutorul acesteia se asigură transportul apei geotermale de la sondă la punctul termic geotermal. Se echipează cu electropompe centrifuge de uz curent pentru apă caldă. Se prevăd mai multe unități de pompare având în vedere satisfacerea diverselor regimuri de funcționare ale consumatorului: regim maxim, regim redus (de vară), regim intermediar cu reglare cantitativă. Stabilirea înălțimii de pompare se face pe baza unei analize de optim tehnico-economic luând în considerare costurile de investiție în stația de pompare și conductele de transport precum și cheltuielile anuale de exploatare, în care o pondere majoră o are energia electrică pentru pompare.

În cazul sondelor care produc prin pompare submersibilă și la care nu se rupe presiunea după degazor (circuit geotermal presurizat), stația de pompare nu mai este necesară, funcțiunea ei fiind preluată de pompa de producție din sondă.

4.8.5.6 Conducta de transport

Conducta de transport a apei geotermale de la stația de pompare la punctul termic se realizează astfel încât să se asigure:
- traseu minim;
- țeavă din material rezistent la acțiunea chimică a apei;
- diametru optim;
- termoizolare corespunzătoare;
- monitorizare pentru semnalarea avariilor.

La alegerea materialului adecvat pentru țeava conductei de transport este necesar, în cazul apelor corosive, să se efectueze teste experimentale pe eșantioane calibrate din material menținute în apă geotermală 3...6 luni. În acest mod se determină viteza de corosiune, care trebuie să fie sub 0,3 mm/an. Materialele utilizate curent sunt: oțeluri cu adaosuri speciale, mase plastice, rășini armate cu fibre de sticlă.

Durata de viață a rețelei de conducte din circuitul de apă geotermală trebuie să fie de minimum 20 de ani.

Conducta de transport apă geotermală se izolează termic pentru a se limita la minimum pierderile de căldură ale apei și a o putea utiliza la punctul termic geotermal la o temperatură cât m. apropiată de cea de la capul sondei. Ecartul de răcire al apei se situează, în funcție de lungimea rețelei, într-o plajă de 0,5...3 °C. Se recomandă un grad de izolare termică, respectiv un „randament al termoizolației" η_{iz} = 0,8...0,85.

Se recomandă, de asemenea, folosirea unor sisteme de conducte preizolate termic care satisfac această exigență ca, de exemplu, ABB, LØGSTØR RØR, ISOPLUS, IZOTEROM, STIZO, TARCO. În plus, datorită sistemului de semnalizare înglobat în termoizolația conductei, este posibil să se detecteze cu promptitudine avariile (perforarea conductei și umezirea termoizolației).

4.8.5.7 Schimbătoare de căldură

Schimbătoarele de căldură din punctul termic geotermal asigură transferul căldurii de la apa geotermală (agent primar) la agenții termici secundari folosiți în instalațiile de încălzire și de apă caldă de consum ale consumatorilor.

Principalele calități cerute unui schimbător de căldură utilizat la apele

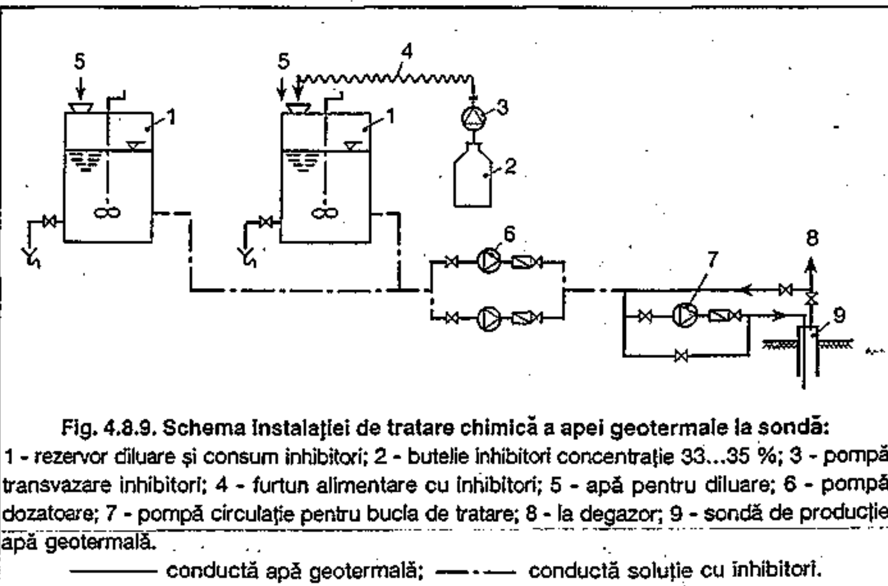


Fig. 4.8.9. Schema instalației de tratare chimică a apei geotermale la sondă:
1 - rezervor diluare și consum inhibitori; 2 - butelie inhibitori concentrație 33...35 %; 3 - pompă transvazare inhibitori; 4 - furtun alimentare cu inhibitori; 5 - apă pentru diluare; 6 - pompă dozatoare; 7 - pompă circulație pentru bucla de tratare; 8 - la degazor; 9 - sondă de producție apă geotermală.
——— conductă apă geotermală; —·— conductă soluție cu inhibitori.

geotermale sunt: rezistență la coroziune, siguranță în funcționare, facilitate în exploatare și întreținere (detartrarea și spălarea periodică a circuitelor, posibilitatea de înlocuire a elementelor defecte), foarte bună performanță de transfer termic.

Acestor cerințe le răspunde, întru totul, tipul de schimbător de căldură cu plăci și strângere prin garnituri elastice. Se realizează, uzual, în construcție anticorosivă (plăci din oțeluri speciale sau titan), este modular, demontabil și compact.

Tipuri de referință: VICARB - Franța, ALFA LAVAL - Suedia, TEHNOFRIG și ICPIAF Cluj - România.

4.8.5.8 Stații auxiliare

În instalațiile de alimentare cu apă geotermală se pot întâlni următoarele situații, din punct de vedere al temperaturii apei geotermale:

- inferioară celei solicitate de consumatori, în care caz este necesar să se prevadă o sursă auxiliară de ridicare a potențialului energetic al apei geotermale;
- la ieșirea din circuitul consumatorilor este încă ridicată (t > 30 °C), fiind necesară prevederea unei surse de răcire cu recuperare a căldurii.

Ca surse auxiliare pe circuitul apei geotermale se pot utiliza pompele de căldură și cazanele din centralele termice.

4.8.5.8.1 Stații cu pompe de căldură

Stațiile cu pompe de căldură se utilizează în circuitul de apă geotermală în următoarele situații:

- temperatura apei geotermale furnizate este coborâtă (sub 40...50 °C); în această situație, nefiind posibil un transfer direct de căldură de la apa geotermală la agenții termici secundari, se introduce în circuitul geotermal, în locul schimbătoarelor de căldură, vaporizatorul unei pompe de căldură cu compresie care răcește apa geotermală transferând căldura la condensator, agenților secundari (fig. 4.8.10);
- temperatura apei geotermale după utilizare, la ieșirea din punctul termic geotermal este de peste 30 °C, existând astfel resurse termice nevalorificate; în mod similar cu situația anterioară, se poate utiliza răcirea cu pompă de căldură (fig. 4.8.11). Apa geotermală rezultată din schimbătorul de căldură, având temperatura de 35 °C, este trecută prin vaporizatorul pompei de căldură, se răcește (20 °C) iar căldura rezultată este cedată condensatorului pentru o altă utilizare.

4.8.5.8.2 Stații cu centrală termică

Ridicarea potențialului termic al apei geotermale se face cu ajutorul unei surse clasice, respectiv, cu o centrală termică. În figura 4.8.12 este redată schema unei astfel de stații. Apa geotermală este trecută printr-un schimbător, cedează căldura agentului secundar din circuitul de încălzire, după care, este evacuată în exterior. După solicitările consumatorului, apa din circuitul secundar poate fi utilizată la parametrii obținuți sau, după caz, trecută prin cazanele centralei termice pentru ridicarea potențialului energetic.

4.8.5.9 Stația de reinjecție

Stația de reinjecție a apelor în zăcământ cuprinde rezervorul de liniștire și pompele de reinjecție care aspiră din rezervor și refulează în conducta de legătură cu sonda de reinjecție.

Reinjecția se prevede de către furnizorul de apă geotermală, din considerente tehnologice, pentru menținerea pe o durată cât mai lungă a parametrilor de zăcământ sau din motive ecologice, pentru evitarea pericolului de poluare a emisarilor de suprafață.

4.8.5.10 Conducte de evacuare

Conductele de evacuare a apei geotermale uzată termic la un emisar, la canalizare sau la stația de reinjecție se realizează, de regulă, în soluție îngropată, din materiale corespunzătoare (mase plastice, poliesteri armați cu fibre de sticlă, fontă) care să asigure etanșeitatea rețelei.

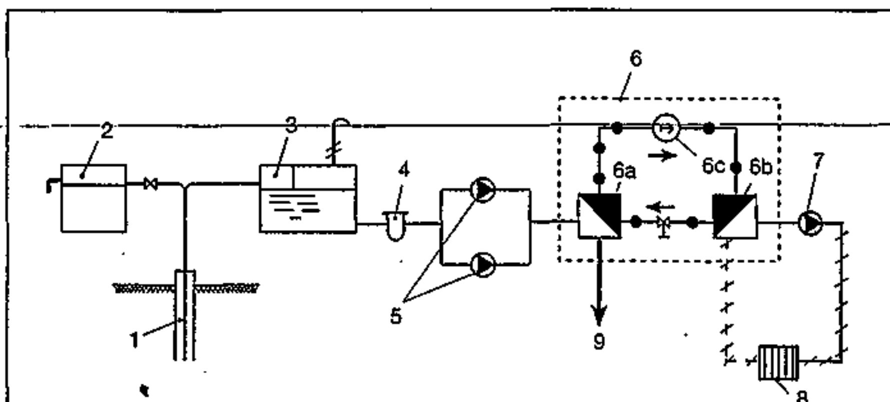


Fig. 4.8.10. Schema instalației geotermale de încălzire cu pompă de căldură pentru ridicarea potențialului energetic:
1 - sondă de producție; 2 - deversor; 3 - degazor; 4 - filtru; 5 - pompă apă geotermală; 6 - pompă de căldură; 6 a - vaporizator; 6 b - condensator; 6 c - compresor; 7 - pompă de circulație; 8 - consumator încălzire; 9 - în exterior.

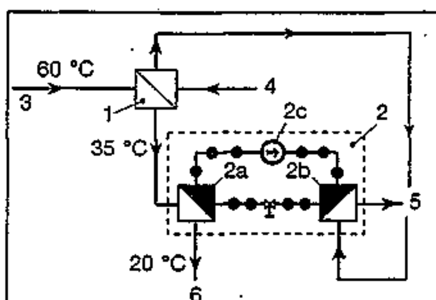


Fig. 4.8.11. Schema instalației de răcire a apei geotermale cu pompă de căldură:
1 - schimbător de căldură; 2 - pompă de căldură; 2 a - vaporizator; 2 b - condensator; 2 c - compresor; 3 - apă geotermală; 4 - de la consumatorul de încălzire; 5 - spre consumatorul de încălzire; 6 - în exterior.

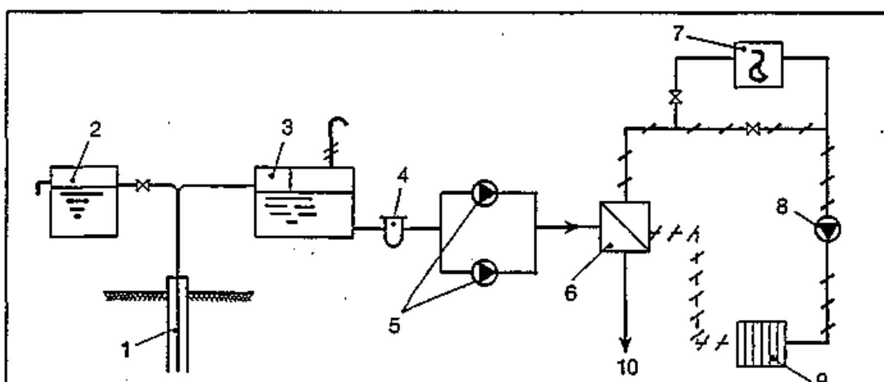


Fig. 4.8.12. Schema instalației geotermale de încălzire cu centrală termică pentru ridicarea potențialului energetic:
1 - sondă de producție; 2 - deversor; 3 - degazor; 4 - filtru; 5 - pompă apă geotermală; 6 - schimbător de căldură; 7 - centrală termică; 8 - pompă de circulație; 9 - consumator încălzire; 10 - în exterior.

4.8.6. Scheme funcţionale utilizând apele geotermale

Valorificarea eficientă a energiei geotermale în procese termice este condiţionată de adoptarea unor scheme adecvate în care echipamentele să fie bine alese şi poziţionate judicios.

O clasificare a schemelor instalaţiilor geotermale de încălzire se poate face după:

- calitatea apei: se pot realiza instalaţii cu racordare directă sau indirectă;
- raportul dintre cantitatea de căldură furnizată de sursa geotermală şi necesarul de căldură solicitat de consumator; se pot realiza instalaţii:
  • fără acumulare de căldură (căldura furnizată de sursa geotermală acoperă necesarul de căldură);
  • cu acumulare de căldură (căldura furnizată de sursa geotermală nu acoperă necesarul de căldură);
  • fără acumulare de căldură şi cu o sursă termică de adaos montată în paralel (căldura furnizată de sursa geotermală nu acoperă necesarul de căldură).
- modul de asigurare a parametrilor agenţilor termici la consumatorul de încălzire prin reglare:
  • calitativă;
  • cantitativă.
- natura sursei auxiliare; se realizează scheme care folosesc căldura de la o centrală termică, punct termic sau implementând o pompă de căldură.

4.8.6.1 Instalaţii geotermale de încălzire cu racordare directă

Sunt instalaţiile cele mai simple şi, în acelaşi timp, eficiente, întrucât energia geotermică, după ce este folosită direct în corpurile de încălzire, poate fi valorificată în continuare de alţi consumatori ca băile termale, sere sau chiar pentru irigaţii în agricultură. Aceste scheme de instalaţii sunt utilizate, în general, atunci când parametrii apei geotermale satisfac consumatorul de încălzire.

În figura 4.8.13 sunt prezentate schemele instalaţiilor geotermale de încălzire cu reglare cantitativă în variantele fără acumulare de căldură (4.8.13a) şi cu acumulare de căldură (4.8.13b).

În varianta fără acumulare, cu ajutorul pompelor, apa geotermală este vehiculată direct la consumator. Intrarea în funcţiune a pompelor (una sau mai multe) se face în funcţie de debitul de căldură solicitat de consumator. După răcire apa este utilizată în continuare în piscine balneotermale etc.

În figura 4.8.13b este prezentată schema instalaţiei în cazul în care debitul de la sursa geotermală este mai mare decât cel solicitat de consumator. În acest caz, o parte din apa geotermală este acumulată într-un rezervor, de unde poate fi utilizată împreună cu apa răcită din instalaţia de încălzire pentru preparat apă caldă de consum, piscine balneotermale, sere etc.

În figura 4.8.14 este prezentată schema instalaţiei geotermale de încălzire cu reglare calitativă, în varianta cu acumulare de căldură.

Apa geotermală care vine de la sursă este amestecată în proporţia necesară cu apă răcită din instalaţia de încălzire pentru a se obţine o temperatură de ducere a agentului termic corespunzătoare nevoilor consumatorului.

Schema conţine un rezervor de acumulare apă geotermală provenită din instalaţia de încălzire şi direct de la sursă, din care se pot alimenta alţi consumatori (piscine, sere, preparare apă caldă de consum).

4.8.6.2 Instalaţii geotermale de încălzire cu racordare indirectă

Întrucât, în cea mai mare parte, apele geotermale sunt puternic mineralizate, se recomandă separarea circuitului primar (apa geotermală) de circuitul secundar (apa caldă din instalaţia de încălzire) printr-un schimbător de căldură.

Schema unei instalaţii geotermale de încălzire cu racordare indirectă este prezentată în figura 4.8.15. Apa geotermală de la sursă este trecută prin schimbătorul de căldură, iar, după cedarea căldurii în funcţie de natura ei şi de condiţiile locale, poate fi, fie reinjectată în zăcământ, fie dirijată pentru utilizări la suprafaţă (agricultură, piscicultură, balneologie).

Dacă potenţialul apei geotermale este inferior celui solicitat de consumatorul de încălzire, pe circuitul secundar al consumatorului se poate prevedea, în paralel, o sursă de adaos (centrală termică sau pompă de căldură).

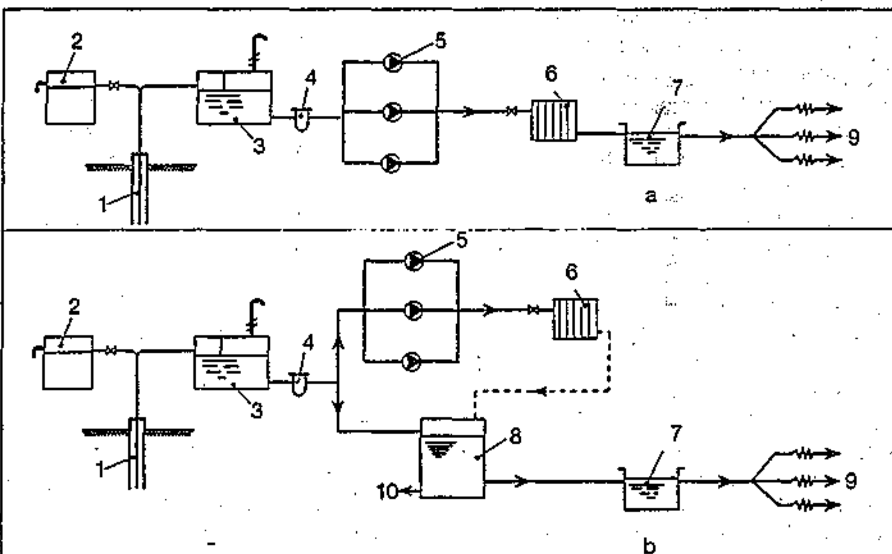


Fig. 4.8.13. Schema instalaţiei geotermale de încălzire cu racordare directă şi reglare cantitativă:

a. - variantă fără acumulare de căldură; b. - variantă cu acumulare de căldură;

1 - 5 - au semnificaţia de la fig. 4.8.11; 6 - consumator încălzire; 7 - piscină balneotermală; 8 - rezervor de acumulare; 9 - evacuare la emisar; 10 - preparare apă caldă de consum sau alte utilizări.

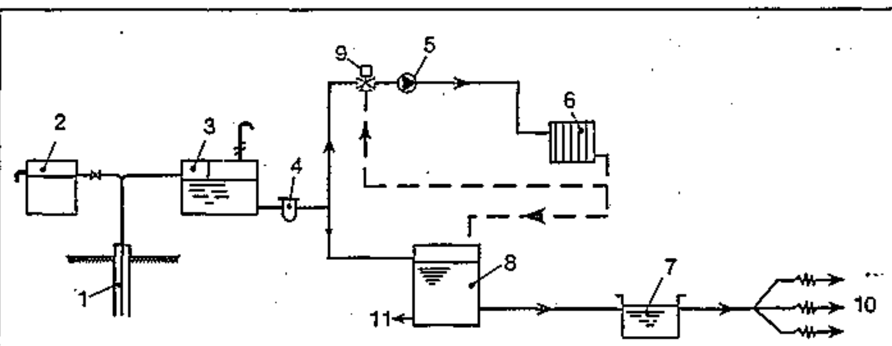


Fig. 4.8.14. Schema instalaţiei geotermale de încălzire cu racordare directă şi reglare cantitativă cu acumulare de căldură:

1 - 8 - au semnificaţia de la fig. 4.8.13; 9 - ventil automat cu trei căi de amestec; 10 - evacuare la emisar; 11 - preparare apă caldă de consum sau alte utilizări.

4.8.7. Dimensionarea instalațiilor geotermale

Pentru dimensionarea instalațiilor geotermale sunt necesare o serie de date referitoare la sursă și la consumator.

Datele referitoare la sursa geotermală sunt:
- debitul nominal de apă al sondei;
- debitul minim de apă al sondei (pentru perioadele de consum redus);
- temperatura apei;
- presiunea statică la capul de sondă;
- compoziția chimică a apei;
- condiții de preluare a apelor geotermale după utilizare.

Datele referitoare la consumator sunt:
- distanța față de sondă;
- sarcina termică orară de încălzire;
- sarcina anuală de încălzire;
- sarcinile termice pentru alte consumuri (preparare apă caldă de consum, consumuri tehnologice etc.);
- sistemele de încălzire și recomandări asupra parametrilor de temperatură ai agenților termici;
- regimul de funcționare al consumatorilor.

4.8.7.1 Acoperirea sarcinii termice de încălzire

Sarcina termică de încălzire, fiind influențată în mod decisiv de condițiile climatice exterioare, are un caracter variabil și sezonier. Cum sursa geotermală furnizează, de regulă, la debit constant, principala problemă pe care o ridică sistemele geotermale este de a acorda regimul de funcționare al sursei cu sarcina termică de încălzire a consumatorului. Rezolvarea se găsește prin asocierea cu sursa geotermală a unei surse termice auxiliare care să preia vârfurile de consum.

Această sursă poate fi centrala termică, situație în care aceasta se numește centrală termică de vârf.

Conlucrarea dintre cele două surse, la asigurarea necesarului de căldură pentru încălzire, este exemplificată în diagrama curbei clasate anuale a necesarului orar de căldură pentru clădiri de locuit, din figura 4.8.16.

Din rațiuni economice și funcționale se recomandă ca sursa geotermală să se dimensioneze la circa jumătate din sarcina termică de încălzire la vârf, funcționând astfel ca sursă de bază pe durata sezonului de încălzire.

4.8.7.2 Dimensionarea instalațiilor

Etapele de parcurs pentru dimensionarea unei instalații de încălzire geotermală sunt:

- stabilirea potențialului termic al sursei geotermale Q_G^V, exprimat prin debitul de căldură furnizat în condiții nominale (se consideră o răcire a apei geotermale sub 40 °C);

- stabilirea parametrilor de temperatură la schimbătorul de căldură geotermal, după cum urmează:

agentul primar:
- t_1' = temperatura inițială a apei geotermale ;
- t_1'' = 30...40 °C (temperatura finală a apei geotermale);

agentul secundar:
- $t_2' = t_r = t_1''$ - (2...4) °C (temperatura finală a apei calde);
- $t_2'' = t_1$ - (2...4) °C (temperatura inițială a apei calde).

în care t_r este temperatura nominală de întoarcere din instalația de încălzire.

- stabilirea temperaturii nominale de ducere în instalația de încălzire t_d.

Pentru aceasta, la instalațiile prevăzute cu centrală termică de vârf, rezultă:

$$t_d = \frac{t_2'' - t_i(1-\alpha_i^V)}{\alpha_i^V} \quad [°C] \qquad (4.8.1)$$

în care: α_i^V = 40...60% (cota de participare la vârf a sursei geotermale)

- verificarea sarcinii termice orare de încălzire la vârf, care are valoarea:

$$Q_i^V = \frac{Q_G^V}{\alpha_i^V} \cdot 100 \qquad [W] \qquad (4.8.2)$$

- determinarea puterii termice instalate în centrala termică de vârf:

$Q_{CT}^V = Q_i^V - Q_G^V$ [W] (4.8.3)

- dimensionarea echipamentelor din punctul termic geotermal și centrala termică de vârf (schimbătoare de căldură, pompe, cazane, sistemul de expansiune etc.);

- dimensionarea instalațiilor interioare de încălzire și a rețelelor termice exterioare;

- dimensionarea degazorului și a

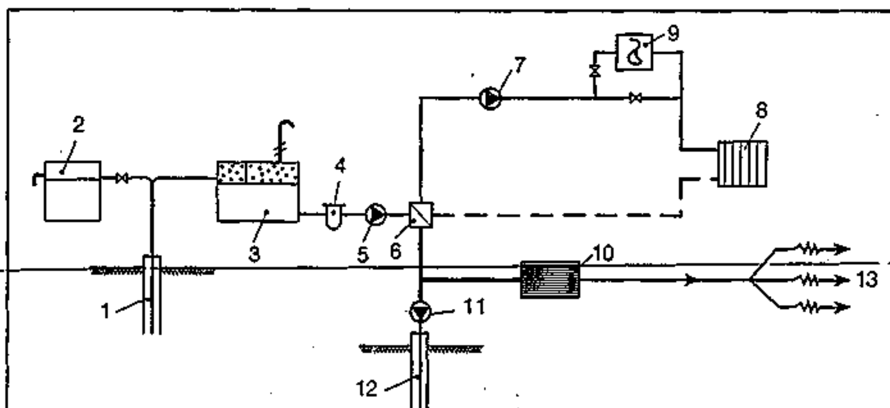


Fig. 4.8.15. Schema instalației geotermale de încălzire cu racordare indirectă: 1 - 5 - au semnificația de la fig. 4.8.11; 6 - schimbător de căldură; 7 - pompă pe circuitul secundar; 8 - consumator încălzire; 9 - sursa de adaos (centrală termică); 10 - stație chimică de tratare a apei; 11 - pompă de reinjecție; 12 - puț de reinjecție a apei; 13 - utilizări secundare (agricultură, piscicultură, balneologie) și evacuare la emisar.

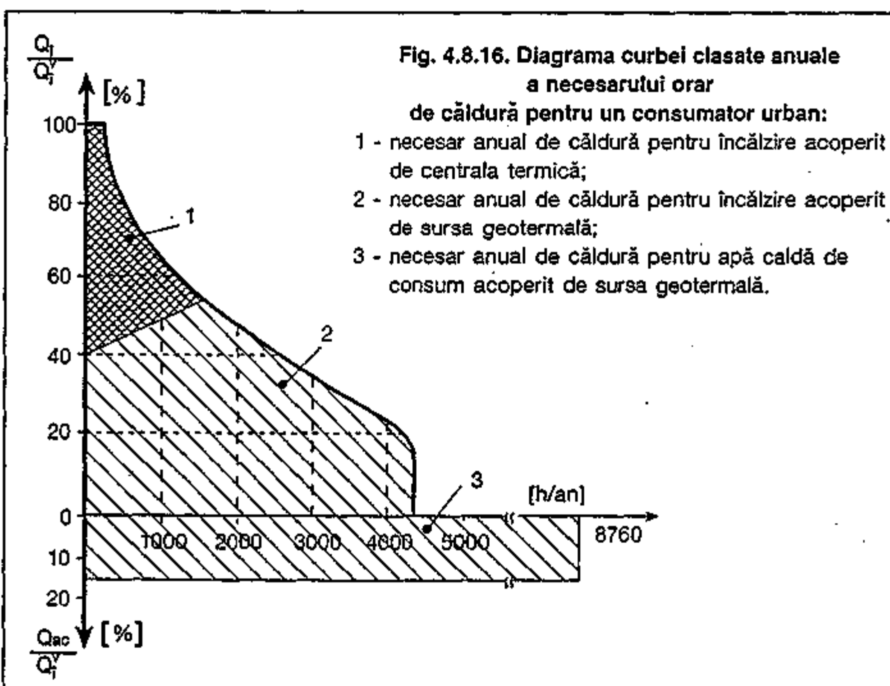


Fig. 4.8.16. Diagrama curbei clasate anuale a necesarului orar de căldură pentru un consumator urban:
1 - necesar anual de căldură pentru încălzire acoperit de centrala termică;
2 - necesar anual de căldură pentru încălzire acoperit de sursa geotermală;
3 - necesar anual de căldură pentru apă caldă de consum acoperit de sursa geotermală.

stației de tratare;

- dimensionarea conductei de transport apă geotermală și alegerea pompelor stației de pompare;
- dimensionarea conductei de evacuare apă geotermală la emisar sau la instalația de reinjecție.

4.8.8. Indicatori energetici și economici

Adoptarea unei soluții de încălzire geotermală se poate face atât la un consumator nou cât și la un consumator existent.

Criteriul economic de bază care hotărăște adoptarea unui sistem de utilizare a apelor geotermale pentru încălzire este costul căldurii.

În cazul în care costul căldurii livrate de sursa geotermală (prin intermediul întreprinderii de distribuție) este mai mare decât costul căldurii livrate de o sursă termică tradițională (centrală termică, termoficare), nu se va adopta soluția geotermală.

În cazul în care costul căldurii livrate de sursa geotermală este mai mic decât costul căldurii livrate de o altă sursă, se va adopta soluția geotermală în una din următoarele situații, enumerate în ordinea de preferință:

- nu sunt necesare investiții suplimentare față de soluția cu sursă tradițională;
- investițiile suplimentare pot fi suportate și se recuperează prin economii la costul căldurii, în timp scurt.

Ca instrument de apreciere a oportunității adoptării soluției geotermale pe considerente economice se poate folosi schema logică din figura 4.8.17.

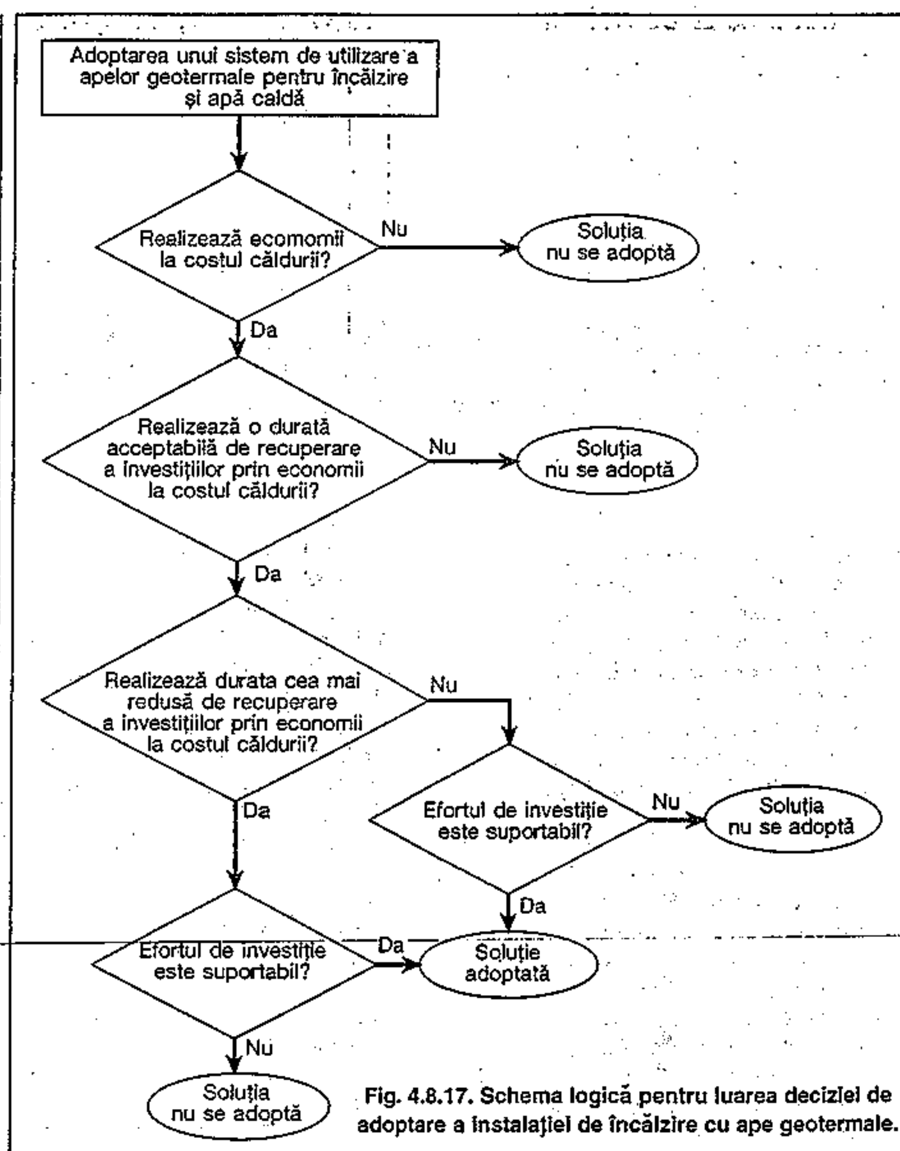


Fig. 4.8.17. Schema logică pentru luarea deciziei de adoptare a instalației de încălzire cu ape geotermale.

Impunerea, din considerente de politică economică la nivel național, a adoptării soluției geotermale, doar pentru că realizează economii de combustibil, deși costul căldurii nu este competitiv, necesită subvenționarea respectivelor pierderi ale agentului economic.

Eficiența economică și energetică a unei soluții de încălzire geotermală se determină cu ajutorul următorilor indicatori și indici specifici:

- cheltuielile de investiție I [lei];
- economia netă de combustibil E_c [tcc/an];
- costul căldurii livrate C [lei/MWh];
- investiția specifică aferentă economiei nete de combustibil i_c [lei/tcc];
- durata de recuperare a cheltuielilor de investiție din economiile la costul căldurii n [ani].

Economia netă de combustibil E_c se calculează ca diferența dintre consumul de combustibil în soluția tradițională (centrală termică) și consumul de combustibil în soluția geotermală; acesta din urmă, include energia electrică de pompare și combustibilul centralei termice de vârf.

Costul căldurii livrate în soluția geotermală C se compune din: cheltuieli cu forța de muncă, reparații, costul apei, energia electrică, combustibilul sursei de vârf, amortismente, taxe și profit.

Investiția specifică aferentă economiei nete de combustibil se determină astfel:

$$i_c = \frac{I}{v \cdot E_c} \quad \text{[lei/tcc]} \qquad (4.8.4)$$

în care v este durata de viață a sistemului geotermal; în medie, se consideră $v = 20$ ani. Cu cât i_c este mai redus, cu atât soluția geotermală este mai eficientă.

Durata de recuperare a cheltuielilor de investiție din economiile la costul căldurii se obține din:

$$n = \frac{I}{Q_{an} \cdot \Delta C} \quad \text{[ani]} \qquad (4.8.5)$$

în care Q_{an} este cantitatea anuală de căldură livrată [MWh/an].

$\Delta C = C_{CT} - C$ [lei/MWh]

unde C_{CT} este costul căldurii livrate în soluția tradițională (centrală termică). De regulă, este avantajoasă o soluție geotermală la care $n < 5$.

4.9. Încălzirea solară

4.9.1. Utilizarea energiei solare

Energia solară se utilizează în scopuri gospodăreşti, fiind eficientă în procese vizând încălzirea spaţiilor sau/şi prepararea apei calde de consum. O analiză energetică şi economică care pune în balanţă investiţiile făcute în dotările speciale pentru captarea energiei solare şi economia de energie în exploatare se impune de fiecare dată când se doreşte realizarea unui astfel de sistem.

Întrucât cererea de energie termică nu coincide cu disponibilul de energie solară, sistemele de încălzire solară au o răspândire mai mică. Astfel, în perioada rece când necesarul de căldură este mai mare, şi a cărui valoare creşte o dată cu scăderea temperaturii exterioare, aporturile de căldură solară sunt mai mici şi scad o dată cu reducerea timpului de strălucire a soarelui.

Deoarece energia solară disponibilă este defazată cu 180° faţă de necesarul de căldură pentru încălzire, rezultă ca importante măsurile de prevedere, în cadrul sistemului, a unei componente de acumulare a căldurii, a izolării suplimentare a construcţiei şi a prevederii unor surse auxiliare.

Folosirea energiei solare ca sursă termică impune pe lângă măsurile mai sus menţionate şi o arhitectură aparte a clădirilor, precum şi o orientare a lor în raport cu poziţia soarelui pe bolta cerească. Elementele de captare a energiei solare vor trebui să fie orientate pe cât posibil spre sud.

De asemenea, instalaţiile solare de încălzire, pentru a putea funcţiona în bune condiţii, sunt asociate cu alte forme de energie (eoliană, geotermală) sau folosesc în compensaţie căldura recuperată de alte surse (oameni, iluminat, aparate termice etc.). În ultimul timp s-au extins sistemele combinate cu pompele de căldură, reuşind să îmbunătăţească simţitor eficienţa termică şi economică a instalaţiilor solare.

Analiza oportunităţii folosirii instalaţiilor solare de încălzire se face pe baza unor factori ca: sarcina de încălzire, energia solară de care se dispune, capacitatea sursei auxiliare, costul investiţiei şi durata de recuperare a investiţiilor etc. De aceea se cere, ori de câte ori se pune problema implementării unor astfel de instalaţii, să se aibă în vedere atât partea tehnică (sistemul de încălzire care se poate adopta) cât şi partea economică (cheltuielile de investiţii şi exploatare) precum şi economia de combustibil scontată.

Faţă de clădirile conservative realizate în sistem constructiv convenţional, casele solare se disting printr-o arhitectură specifică caracterizată de raportul dintre suprafaţa de captare a radiaţiei solare A_{ps} şi volumul spaţiului încălzit V. Pentru ca o construcţie să fie „construcţie solară" este necesar să fie îndeplinită condiţia $0,04 \leq A_{ps}/V \leq 0,12$.

4.9.2. Sisteme de încălzire a spaţiilor utilizând energia solară

Sistemele de încălzire utilizând energia solară se pot clasifica în două principale categorii: *sisteme pasive* şi *sisteme active*.

Primele se caracterizează prin faptul că încălzirea spaţiilor se face în mod natural, fără intervenţia unui mijloc mecanic care să producă circulaţia unui agent termic.

Sistemele active presupun existenţa unor echipamente mecanice care să producă circulaţia agentului termic care transportă căldura între elementele de captare şi spaţiul încălzit.

Ambele sisteme au făcut obiectul unor programe intense de cercetare desfăşurate în diverse ţări: SUA, Franţa, Danemarca, Germania etc. În România s-a desfăşurat o susţinută activitate de cercetare în acest domeniu, în special în INCERC-Bucureşti, ICPET, Facultatea de Instalaţii a UTCB, ICEMENERG, IPCT etc.

Procesul de captare şi conversie a radiaţiei solare în căldură se bazează pe utilizarea efectului de seră, specific unor materiale transparente (sticla, policarbonat, plexiglas etc.) şi se realizează prin sisteme specializate incluse sau nu în structura construcţiei solare.

Indiferent dacă sistemul de încălzire este pasiv sau activ el conţine o unitate de stocare a căldurii provenite din captarea radiaţiei solare. Această unitate este necesară întrucât sursa naturală de energie are o durată diurnă limitată, în timp ce construcţia trebuie încălzită permanent. Funcţia de stocare termică este asigurată fie prin echipamente specializate fie de către elementele de construcţii.

Sistemele pasive de încălzire utilizează aerul din încăpere ca agent încălzitor, iar sistemele active pot utiliza apa sau aerul ca agent termic care transferă căldura din zona de captare în cea de utilizare.

Sistemele de încălzire activă pot asigura şi producerea apei calde de consum.

4.9.2.1 Sisteme pasive de încălzire solară

Sistemele pasive de încălzire conţin elemente specializate care captează radiaţia solară, realizează conversia acesteia în căldură şi asigură transferul căldurii în spaţiul locuit, prin mijloace naturale bazate pe procesele fundamentale de transfer de căldură şi masă (conducţie, convecţie, radiaţie, difuzie), fără intervenţia unor echipamente speciale (pompe, ventilatoare).

În funcţie de soluţiile tehnologice elaborate până în prezent, se disting trei tipuri de sisteme pasive de captare a radiaţiei solare utilizate pentru încălzirea spaţiilor de locuit:

- *sistem în direct* cu circulaţia controlată a aerului în sera captatoare (exemplu: sistem TROMBE-MICHEL, sistem INCERC);
- *sistem indirect* fără circulaţia controlată în sera captatoare (exemplu: sistem „SPATIU SOLAR");
- *sistem aport direct* (exemplu: sistem ET - elemente transparente).

Primele două tipuri de sisteme pot fi aplicate la construcţia unor case noi de tip unifamilial conducând la reducerea importantă a consumului energetic pentru încălzire. Sistemul aport direct, eficient în varianta ET, implică rezolvări arhitecturale speciale precum şi intervenţii ale instalaţiei de încălzire auxiliare care necesită un înalt grad de automatizare. Instalaţia auxiliară de încălzire se poate realiza atât în varianta clasică cu agent termic lichid cât şi în varianta utilizării sobelor electrice cu acumularea căldurii, în cazul în care se dispune de tarif diferenţiat al energiei electrice, asociat cu o putere instalată proprie adoptării acestui tarif.

Casele solare - sistem pasiv - reprezintă construcţii cu confort sporit care implică investiţii superioare faţă de construcţiile de locuit clasice. Costurile de exploatare caracteristice acestor case solare sunt sensibil reduse faţă de cele specifice construcţiilor clasice. Caracterul conservativ energetic al acestor construcţii asociat soluţiei de utilizare eficientă a energiei mediului ambiant conduce la reduceri importante ale consumului de căldură pentru încălzire în raport cu construcţii similare realizate conform tehnologiilor clasice. De asemenea, dotarea caselor solare cu elemente de construcţii cu funcţiuni inteligente, fixe sau/şi mobile, conduce şi la eliminarea disconfortului din sezonul cald, frecvent întâlnit în cazul caselor nesolare construite în zona de şes. Promovarea unor astfel de construcţii moderne şi ecologice, în special, în zona de deal, care reclamă un sezon de încălzire prelungit, poate conduce la reduceri spectaculoase ale consumului de combustibil pentru încălzire şi la promovarea unor noi tehnologii în domeniul instalaţiilor termice.

Principalele recomandări de amplasare şi conformare a construcţiilor în-

călzite în sistem pasiv sunt:

- clădirile de locuit dotate cu sisteme pasive de încălzire solară se încadrează în regimul de înălţime parter sau parter şi etaj;
- sistemele pasive de încălzire solară se includ în faţadele verticale ale clădirilor orientate, preferenţial, către sud;
- se evită pe cât posibil amplasarea balcoanelor pe faţada sud a clădirilor dotate cu sisteme pasive de încălzire solară sau retrageri ale faţadelor cu balcoane astfel încât să nu se producă obstacole în calea radiaţiei solare;
- se recomandă amplasarea încăperilor cu funcţiuni anexe (bucătării, băi, WC etc.) la faţada nord a clădirilor dotate cu sisteme pasive de încălzire solară;
- amplasarea clădirilor dotate cu sisteme pasive de încălzire solară trebuie să respecte condiţia de a nu se umbri reciproc şi nici să nu fie afectate de umbre din partea unor obstacole naturale sau artificiale din zonă.
- amplasarea clădirilor de locuit dotate cu sisteme pasive de încălzire solară nu se face în zone cu degajări de praf, fum etc.

4.9.2.1.1 Sistem pasiv tip TROMBE-MICHEL

Sistemul se distinge prin faptul că elementul captator este constituit de un perete masiv confecţionat din beton cu grosimea de circa 0,4 m, în faţa căruia se află, la circa 0,1 m, un element transparent compus din două straturi de geam, orientarea elementului captator fiind spre sud. Suprafaţa expusă a peretelui captator este vopsită în negru mat pentru a se realiza o captare cât mai bună a radiaţiei solare. În peretele captator sunt practicate două fante, una la partea inferioară iar cealaltă la partea superioară pentru a permite furnizarea căldurii prin convecţie către încăpere (fig. 4.9.1).

Încălzirea încăperii se realizează pe două căi:

- prin vehicularea aerului între spaţiul serei şi spaţiul de locuit. Aerul din spaţiul de locuit intră în spaţiul serei prin fanta inferioară, se încălzeşte în contact cu suprafaţa peretelui captator şi, încălzit, intră în spaţiul de locuit;
- prin convecţie şi radiaţie de la suprafaţa interioară a peretelui captator spre spaţiul de locuit. Acest flux termic este transmis încăperii defazat cu câteva ore faţă de momentul incidenţei pe suprafaţa dinspre seră a peretelui.

Sistemul poate fi aplicat numai în zona energetică 0 a României.

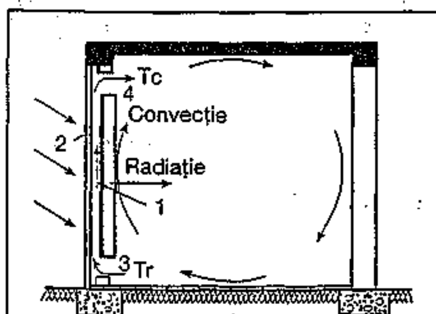


Fig. 4.9.1. Sistem pasiv de încălzire solară tip TROMBE-MICHEL:
1- masivul din zidărie; 2 - perete vitrat; 3 - orificiu de intrare aer rece; 4 - orificiu de ieşire aer cald.

4.9.2.1.2 Sistem pasiv tip INCERC

Sistemul are următoarea alcătuire (fig. 4.9.2):

- perete captator format din două straturi:
  - unul adiacent spaţiului de locuit, construit din cărămidă sau cărămidă cu goluri cu grosimea de 0,30 m;
  - altul adiacent serei captatoare, construit din BCA (beton celular autoclavizat) tip GBN-35 cu grosimea de 0,15 m a cărui suprafaţă exterioară este acoperită cu vopsea absorbantă mată.

Valorile coeficienţilor de absorbţie a radiaţiei solare de undă scurtă „α", pentru câteva culori, sunt prezentate în tabelul 4.9.1.

- sera captatoare construită dintr-un vitraj dublu, foarte bine etanşat în raport cu exteriorul şi amplasat la distanţă de 0,15 m faţă de peretele captator.

Vitrajul dublu poate fi construit astfel:

- două foi de geam termopan;
- două foi de geam (sticlă): una cu grosimea de 3 mm, către spaţiul serei, şi cealaltă cu grosimea de maximum 5 mm, către exterior, distanţa dintre geamuri fiind circa 20 mm;
- două folii transparente din material plastic care îşi păstrează transparenţa nealterată în timp (policarbonat, polimetilmetacrilat - plexiglas);
- o folie de geam (către exterior) şi una transparentă din material plastic (către interior).

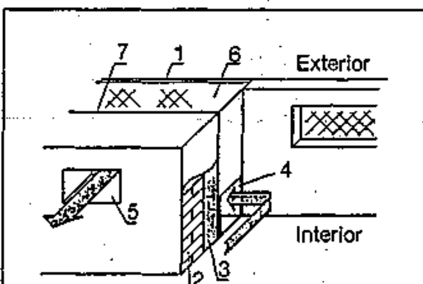


Fig. 4.9.2. Sistem pasiv de încălzire solară tip INCERC:
1 - perete captator; 2 - perete cameră; 3 - strat adiacent din BCA (beton celular autoclavizat); 4 - orificiu intrare aer; 5 - orificiu ieşire aer; 6 - plafon cameră; 7 - strat de vopsea absorbantă.

Sera captatoare se realizează sub formă de ochiuri (module) fixe şi mobile, respectându-se condiţia ca suprafaţa umbrită datorată ramei de fixare a vitrajului să nu depăşească 5 %, din suprafaţa de captare.

Ochiurile mobile sunt necesare pentru îndepărtarea prafului din spaţiul serei şi curăţirii feţei interioare a geamului dinspre seră.

La alegerea materialelor din care se realizează sera captatoare se ţine seama de proprietăţile termofizice ale acestora în scopul înlăturării pericolu de deteriorare datorită dilatărilor şi contracţiilor care se produc în timpul funcţionării sistemului. Principalele proprietăţi ale unor materiale folosite la realizarea serelor captatoare sunt prezentate în tabelele 4.9.2 şi 4.9.3.

- fante - de formă dreptunghiulară - pentru circulaţia aerului între spaţiul de locuit şi sera captatoare prevăzute cu clapete mobile. Fantele de circulaţie a aerului se amplasează după cum urmează:
  - fanta inferioară (de admisie a aerului din încăpere în spaţiul serei) este amplasată într-un plan perpendicular pe suprafaţa peretelui captator, la cca 0,05 m de planul pardoselii;
  - fanta superioară (de refulare a aerului cald în spaţiul de locuit) este amplasată central în planul peretelui captator, la minimum 0,15 m şi maxim

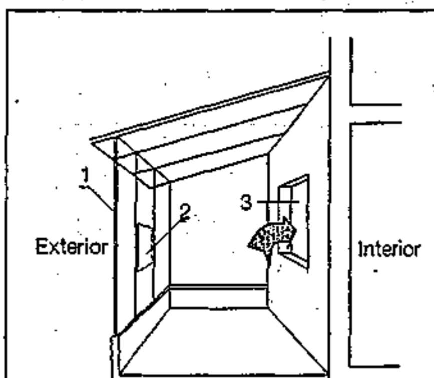


Fig. 4.9.3. Sistem pasiv de încălzire solară tip SPATIU SOLAR:
1 - seră captatoare; 2 - ochiuri mobile şi fixe; 3 - ferestre sau uşi.

Tabelul 4.9.1 - Valorile coeficienţilor de absorbtivitate a radiaţiei solare α

Culoare	bej	gri, roşu	maro	albastru	verde	negru
α	0,47	0,67	0,71	0,75	0,77	0,92

0,5 m de planul tavanului, distanța fiind măsurată de la latura superioară a fantei la planul tavanului.

Dimensiunile recomandate ale fantelor pentru circulația aerului sunt:

- fanta inferioară are înălțimea de 0,3 m și lățimea de 0,12 m;
- fanta superioară are înălțimea de 0,2 m și lățimea de 0,3 m;

Soluția tehnică de realizare a fantei inferioare este astfel concepută încât să asigure pierderi de sarcină minime pe traseul de circulație a aerului.

Peretele captator se realizează sub formă modulară, suprafața maximă a unui modul fiind de 6 m². Prin modul se înțelege elementul de captare a radiației solare care are în componența sa două fante de circulație a aerului (fanta inferioară, respectiv fanta superioară).

Pereții captatori sunt de tip opac. Între două module succesive se poate amplasa o fereastră dublă sau triplă având parapetul executat din material termoizolant.

În orele cu soare din sezonul de încălzire se deschid ambele clapete punându-se în legătură spațiul încălzit cu spațiul serei captatoare. Aerul din spațiul locuit pătrunde în spațiul serei captatoare și capătă o mișcare ascensională. Aerul cald rezultat este refulat în spațiul locuit. Amplasarea fantelor de absorbție și refulare a aerului în planuri perpendiculare reciproc conduce la realizarea unei mișcări turbulente a aerului în sera captatoare. În orele fără soare, clapetele cu care sunt prevăzute fantele de circulație a aerului se închid pentru a se evita efectul de termosifon invers, care ar conduce la pătrunderea unui debit de aer cu temperatura inferioară aerului din spațiul încălzit.

Prin asigurarea închiderii și deschiderii automate a fantelor de circulație a aerului se obține eficiența energetică maximă a sistemului.

Condiția de deschidere a fantelor este dată de inegalitatea: $t_p - t_a \geq 8$ °C, iar condiția de închidere a fantelor este dată de inegalitatea: $t_p - t_a \leq 5$ °C, în care:

- t_p este temperatura suprafeței absorbante a peretelui captator, măsurată într-un punct situat la înălțimea de 0,5 m deasupra laturii superioare a fantei inferioare, în zona centrală a peretelui captator;
- t_a - temperatura într-un punct amplasat pe suprafața interioară a peretelui captator, corespunzător punctului care măsoară temperatura t_p.

În perioada caldă a anului, ambele clapete vor fi închise etanș, indiferent de valorile temperaturilor t_p și t_a.

4.9.2.1.3 Sistem pasiv tip SPATIU SOLAR

Sistemul (fig. 4.9.3) se compune din:

- perete captator alcătuit dintr-o parte opacă și alta transparentă (ferestre, uși). Partea opacă este caracterizată de rezistența termică specifică corectată minimă $R' = 1{,}2$ m²·K/W, care se determină conform „Normativului privind calculul termotehnic al elementelor de construcții ale clădirilor."

Suprafața peretelui captator adiacentă spațiului serei este acoperită cu vopsea absorbantă mată.

Partea transparentă a peretelui captator este reprezentată de ferestre (uși) duble mobile.

- sera captatoare construită dintr-un vitraj simplu realizat din sticlă cu grosime de 5 mm.

Sera captatoare se realizează din ochiuri (module) fixe și mobile astfel încât suprafața celor mobile să reprezinte minimum 60 % din suprafața totală a vitrajului, sera amplasându-se la o distanță minimă de 1 m față de peretele captator.

Soluția tehnologică de realizare a serei captatoare asigură etanșarea acesteia la precipitații (ploaie, zăpadă etc). De asemenea, soluția tehnologică ține seama de încărcarea cu zăpadă sau/și de efectele datorate unor precipitații abundente (grindină) care să pericliteze integritatea serei.

Introducerea aerului proaspăt necesar realizării confortului fiziologic se asigură prin deschiderea ochiurilor mobile.

Se recomandă ca, în perioada caldă a anului, să se asigure deschiderea tuturor ochiurilor mobile în scopul ventilării spațiului serei.

În sezonul de încălzire se asigură închiderea completă a vitrajului serei în scopul realizării efectului de seră în orele cu soare. În spațiul închis cuprins între peretele captator și vitraj se realizează, în orice moment, o temperatură a aerului superioară temperaturii exterioare. În orele cu soare, dacă temperatura aerului din seră este superioară temperaturii aerului din spațiul locuit se deschid ferestrele sau/și ușile care corespund cu spațiul serei, asigurându-se un flux termic de natură convectivă care reduce (sau anulează) fluxul termic cedat de instalația de încălzire clasică.

Pentru asigurarea confortului fiziologic, indiferent de valoarea temperaturii aerului din seră se deschid, concomitent, ochiurile mobile din componența vitrajului și ferestrele sau/și ușile încăperilor adiacente spațiului solar.

În sezonul cald, prin îndepărtarea ochiurilor mobile ale vitrajului serei se evită supraîncălzirea spațiului locuit.

Funcționarea sistemului nu necesită dotarea cu elemente de comandă automatizate.

În scopul facilitării pătrunderii aerului cald din spațiul serei captatoare în spațiul de locuit, pe de o parte, și pentru evitarea pătrunderii aerului viciat din bucătării, băi, WC-uri etc, pe de altă parte, se asigură evacuarea aerului viciat din aceste spații prin sisteme de ventilare naturală organizată sau sisteme de ventilare mecanică.

4.9.2.1.4 Aspecte comune sistemelor pasive INCERC și SPATIU SOLAR

Sera captatoare din structura ambelor sisteme se proiectează și execută

Tabelul 4.9.2. Proprietățile materialelor utilizate la realizarea serelor captatoare

Proprietate \ Material	Sticlă	Policarbonat	Polimetil-metacrilat
Temperatura maximă [°C]	204	110...132	82...88
Coeficient de dilatare [cm/cm·K·10⁻⁶]	72,4	67,5	73,8
Grosime [mm]	3,00	3,00	3,00
Masa corespunzătoare grosimii [kg/m²]	8,00	3,80	3,70
Coeficient de transmisivitate la incidență normală (-)	0,83...0,85	0,82...0,89	0,89

Tabelul 4.9.3. Densitatea și coeficientul de dilatare pentru materialele utilizate la serele captatoare

Proprietate \ Materialul	Oțel	Aluminiu	Lemn esență tare	Lemn esență moale
Densitate [kg/m³]	7 210	2 740	370...1 120	350...740
Coeficient de dilatare [cm/cm·K·10⁻⁶]	12,1	25,0	2,0...9,6	2,0...9,6

astfel încât să se asigure securitatea atât a locatarilor cât și a zonei din imediata vecinătate a construcției dotate cu sisteme pasive de încălzire solară.

Se recomandă ca la proiectarea clădirilor de locuit prevăzute cu sisteme pasive de încălzire solară, valorile rezistențelor termice specifice ale elementelor de construcții (opace sau transparente) altele decât cele solare, să fie cel puțin egale cu cele prevăzute în Normativul C 107/I.

Se recomandă ca elementele mobile de închidere (uși, ferestre) să fie prevăzute cu garnituri de etanșare.

În cazul ambelor sisteme se recomandă ca elementele de construcții interioare să asigure o capacitate termică specifică minimă de 800 kJ/m²·K cu referire la suprafața de captare a radiației solare. Asigurarea microclimatului interior se realizează, în principal, cu ajutorul sursei clasice de încălzire, sistemul pasiv contribuind la reducerea consumului de combustibil necesar încălzirii clădirii.

În perioadele de introducere a aerului proaspăt, se întrerupe alimentarea cu căldură de la sistemul clasic.

De asemenea, în perioadele în care în spațiul de locuit se introduce aer cald datorat sistemelor pasive, cu temperatură superioară celei a aerului interior, elementele de control și reglare reduc fluxul termic al sursei clasice de încălzire.

4.9.2.1.5 Determinarea performanțelor sistemelor pasive de încălzire solară

Clădirile dotate cu sisteme pasive de încălzire solară fac parte din categoria construcțiilor cu caracteristici conservative din punct de vedere energetic.

Acestea sunt caracterizate de consumuri energetice reduse pentru încălzirea spațiului locuit, față de construcții similare în varianta convențională.

În general, clădirile cu caracteristici energetice conservative se disting de cele convenționale prin următoarele elemente:

- protecție termică superioară;
- control îmbunătățit al ventilării spațiului încălzit;
- funcționarea automatizată a sursei de căldură și contorizarea consumului de căldură;
- utilizarea rațională și eficientă a exergiei mediului înconjurător.

Clădirile dotate cu sisteme pasive de încălzire solară au în componența lor elemente specializate de captare și conversie a radiației solare în căldură, acestea contribuind la reducerea consumului de căldură pentru încălzire propriu clădirilor.

În funcție de soluția constructivă, elementele de captare a radiației solare reprezintă fie bariere termice, fie surse de flux termic care se adaugă celui cedat de sursa clasică în scopul realizării condițiilor de confort termic impus.

Cele două funcțiuni menționate sunt puse în valoare atât de soluția constructivă cât și de condițiile climatice exterioare proprii zonei geografice în care se amplasează clădirea. Rezultă că dotarea unor clădiri cu sisteme pasive de captare a radiației solare conduce la reducerea consumului de căldură pentru încălzire în raport cu o clădire conservativă similară.

Performanța energetică a sistemelor pasive de încălzire solară este definită de următoarele mărimi:

- *eficiența energetică* care reflectă reducerea pierderilor exergetice anuale ale unei clădiri dotate cu sisteme pasive de încălzire solară în raport cu o clădire similară (cu aceeași conformare și rezistență termică a elementelor de închidere perimetrală), dar lipsită de dotări solare;
- *indicele specific* de economie de combustibil care reprezintă economia de combustibil pentru încălzire raportată la suprafața de captare a radiației solare.

Determinarea mărimilor menționate permite proiectantului să decidă dacă adoptarea soluției de casă solară se justifică din punct de vedere economic. Criteriul de decizie îl constituie durata de amortizare a investiției suplimentare datorată sistemelor pasive de încălzire.

Algoritmul de calcul este cel din lucrarea *„Ghid pentru calculul consumului de căldură al clădirilor dotate cu*

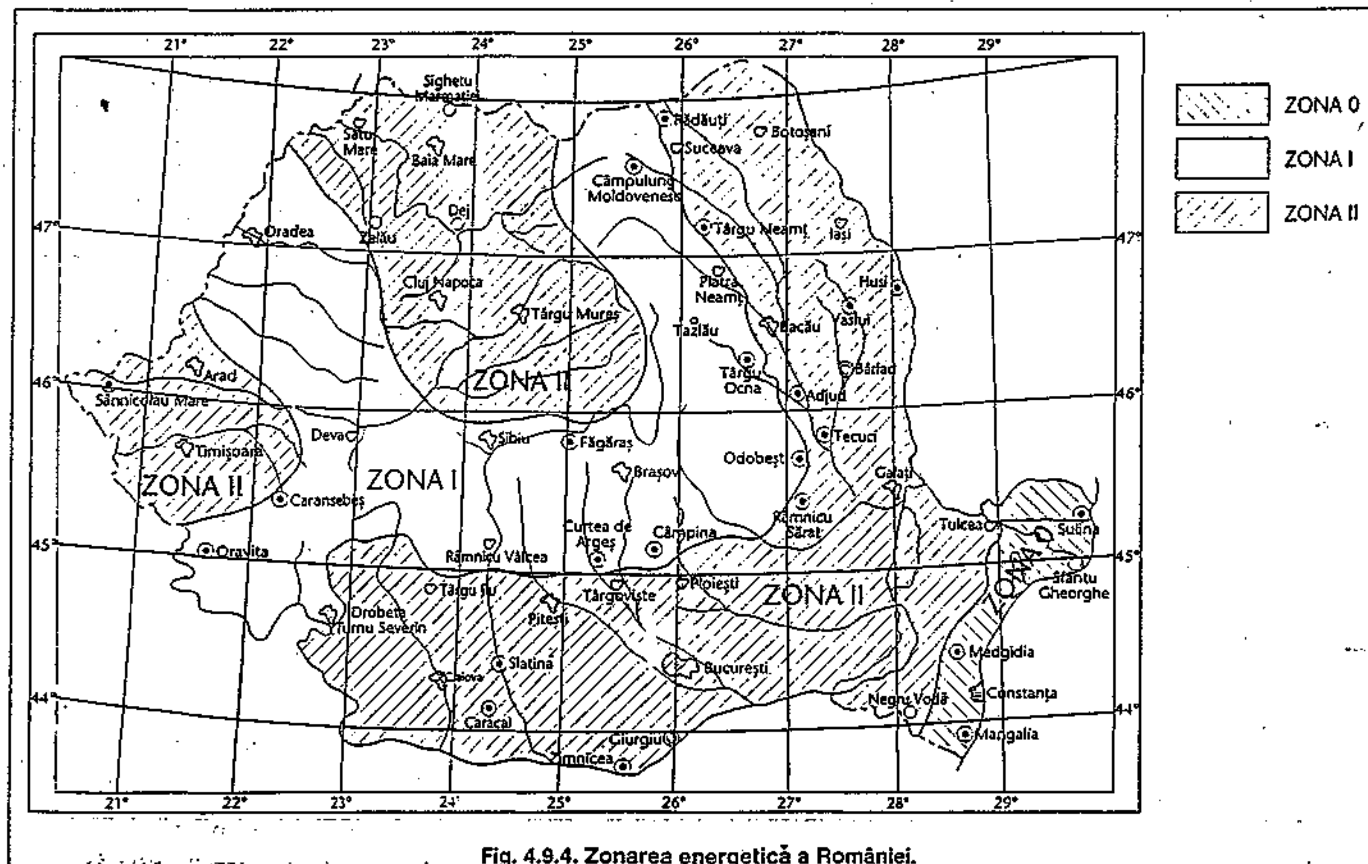


Fig. 4.9.4. Zonarea energetică a României.

sisteme pasive de încălzire solară", elaborată de către INCERC-București.

4.9.2.1.5.1 Potențialul energiei solare

Este remarcat prin intermediul zonării energetice a teritoriului României (fig. 4.9.4). Datorită influenței radiației solare asupra elementelor de construcții rezultă o reducere a numărului de grade-zile de calcul. S-a ținut aici seama de factorul de conversie geometrică datorat, pe de o parte, unghiului de înălțime a Soarelui deasupra planului orizontal și, pe de altă, parte intervalului azimutal de amplasare a elementelor de captare a radiației solare.

Pe teritoriul României se evidențiază trei zone de eficiență energetică, sensibil diferențiate, în interiorul cărora dispersia indicelui de reducere a numărului de grade-zile de calcul este nesemnificativă.

Astfel zona 0, care coincide practic cu litoralul Mării Negre, beneficiază atât de un număr redus de grade-zile de calcul cât și de o intensitate semnificativă a radiației solare, astfel încât indicele de reducere a consumului de căldură pentru încălzire are valoare maximă.

Cea de a doua zonă, notată pe hartă ca zona I, beneficiază, spre deosebire de zona 0, de durate mult mai mari ale perioadei de încălzire, capetele acestora cuprinzând lunile de primăvară și toamnă caracterizate de intensități semnificative ale radiației solare. Această zonă cuprinde, practic, regiunile subcarpatice precum și zonele montane.

Zona II reprezintă zona de șes, caracterizată de performanțe energetice care nu diferă sever de cele ale zonei I, dar care se situează cu circa 20 % sub cele caracteristice acesteia.

Zonarea energetică prezentată în figura 4.9.4 nu se referă la valorile indicelui specific de economie de combustibil, ci la gradul de acoperire energetică pe care-l pot asigura sistemele pasive de încălzire solară.

4.9.2.1.5.2 Elemente de calcul

Succesiunea calculelor necesare determinării economiei anuale de combustibil este:

1) - Pe baza soluției tehnice de proiect se determină fluxul termic specific volumic disipat către exterior, al clădirii nesolare similară cu clădirea solară, G^V_{NS}:

$$G^V_{NS} = \frac{A_T}{V} \cdot \bar{R}_p^{-1} + \bar{n}_a \cdot \rho \cdot c_p \quad [W/m^3 \cdot K] \quad (4.9.1)$$

în care:

- V este volumul spațiului încălzit [m³];
- A_T - suprafața anvelopei clădirii inclusiv pardoseala peste subsol sau sol [m²];
- $\bar{R}_p$ - rezistența termică specifică medie a elementelor de construcții perimetrale [m²·K/W] (conform normativului în vigoare C 107);
- n_a - numărul mediu de schimburi de aer cu exteriorul care asigură condițiile de confort fiziologic [s⁻¹];
- ρ - densitatea aerului la temperatura interioară [kg/m³];
- c_p - căldura specifică a aerului la presiune constantă [J/kg·K].

2) - În funcție de soluția de proiect se propun câteva valori, tehnic posibile, pentru suprafața de captare a radiației solare A_{ps} (care verifică dubla inegalitate din § 4.9.1) și se determină valorile corespunzătoare ale coeficientului adimensional x cu relația:

$$x = 5,2 \cdot \frac{A_{ps}}{V \cdot G^V_{NS}} \quad (4.9.2)$$

3) - Din diagramele din figurile 4.9.5 sau 4.9.6, corespunzătoare sistemului pasiv ales, se determină în funcție de valorile x rezultate, valorile eficienței energetice teoretice E_s, utilizându-se curba de calcul „C".

În figura 4.9.5 curba „C" este caracteristica unei suprafețe absorbante neumbrite, acoperită cu vopsea negru mat și a unei suprafețe vitrate formate din două foi transparente a căror transmisivitate este afectată de depunerile normale de praf sau alte impurități.

În figura 4.9.6 curba „C" este caracteristica unei suprafețe absorbante neumbrite acoperită cu vopsea negru mat și a unei suprafețe vitrate formată dintr-o foaie de geam a cărei transmisivitate este afectată de depunerile normale de praf sau alte impurități.

Pentru alte culori decât cea neagră din aceleași diagrame, se pot determina eficiențele energetice teoretice corespunzătoare.

4) - Se determină eficiența energetică a sistemului E_u, cu relația:

$$E_u = u \cdot E_s \quad (4.9.3)$$

în care:

u = 1 pentru sistemul INCERC;

u = 0,85 pentru sistemul SPATIU SOLAR.

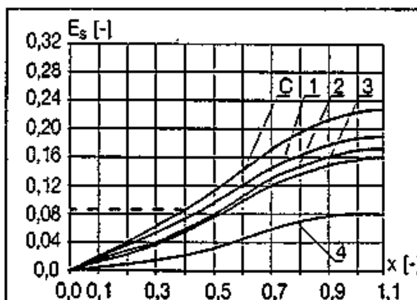


Fig. 4.9.5. Eficiența energetică a sistemului INCERC în funcție de culoarea suprafeței absorbante:
C - negru mat; 1 - albastru, verde; 2 - maro; 3 - gri, roșu; 4 - bej mat.

5) - Se determină pierderea exergetică a casei solare cu Q_S:

$$Q_S = 86,4 \cdot G^V_{NS} \cdot (1 - E_u) \cdot V \cdot N_{12} \; [kJ/an] \quad (4.9.4)$$

unde N_{12} este numărul anual de grade-zile de calcul corespunzător temperaturii interioare medii a casei solare, determinat conform *„Ghid pentru determinarea necesarului de căldură de calcul și al necesarului de căldură al construcțiilor"* - Partea a II-a - Numărul anual de grade-zile.

6) - Se determină indicele specific de economie de combustibil „i" cu relația:

$$i = 4,78 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{E_u \cdot Q_S}{(1 - E_u) \cdot A_{ps}} \left[\frac{kgcc}{m^2 an}\right] \quad (4.9.5)$$

7) - Se determină economia anuală de combustibil convențional realizată de casa solară față de casa similară lipsită de dotări solare cu relația:

$$C = i \cdot A_{ps} \quad [kgcc/an] \quad (4.9.6)$$

Se poate considera că, în cazul sistemului pasiv tip INCERC, sunt acceptabile valori ale indicelui specific de economie de combustibil valori cuprinse între 14 și 18 kgcc/m²·an, iar în cazul sistemului tip SPATIU SOLAR valori cuprinse în intervalul 11...16 kgcc/m²·an.

4.9.2.2 Sisteme active de încălzire solară

Sistemele active de încălzire solară implică existența unor sisteme mecanice de circulare a unui agent termic purtător de căldură între zona de captare și transformare a energiei solare în căldură și zona de utilizare a acesteia.

Dat fiind caracterul aleatoriu al energiei solare este necesar ca aceste sisteme să fie prevăzute cu sursă auxiliară, cu reglare automată, în funcție de cerințele consumatorului.

Aceste sisteme au o structură destul de diversă, neconvențională, în funcție de:

- agentul termic utilizat: aerul sau apa;
- sursa auxiliară: clasică, pompă de căldură, căldură reziduală sau apă geotermală;
- tipul de stocare a căldurii:

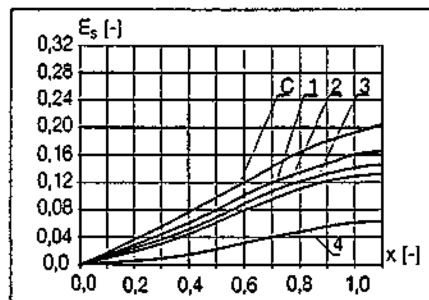


Fig. 4.9.6. Eficiența energetică a sistemului SPATIU SOLAR în funcție de culoarea suprafeței absorbante:
C - negru mat; 1 - albastru, verde; 2 - maro; 3 - gri, roșu; 4 - bej mat.

- sensibil sau lent;
- scurtă, medie sau lungă durată;
- sistemul de livrare a căldurii în spaţiul încălzit.

Cercetările efectuate în România, în acest domeniu, au implicat şi realizarea unor obiective concrete cum ar fi:

- casa solară de la Neptun realizată de către ICPET (captatoare solare plane, cu golire în orele cu temperaturi exterioare negative);
- casa solară CS-2 - Câmpina figura 4.9.7 (captatoare solare plane, cu agent termic apă şi antigel) şi casa solară CS-3 (fig.4.9.8) din Bucureşti (captatoare solare plane dublu servici: pentru încălzirea casei utilizează aer cald, iar pentru producerea apei calde de consum utilizează agent termic apa), realizate de către INCERC.

Casa solară CS2 (P+1E) - Câmpina, realizată în 1978, este compusă din 2 apartamente de 4 camere, fiecare din apartamente cu suprafaţa de 65 m².

Suprafaţa de captare Sp, de 70 m² este realizată din captatoare plane, cu absorbţie, amplasate pe faţada sud, înclinată la 70° faţă de orizontală. În circuitul captatoarelor se află schimbătoarele de căldură cu plăci „TRAP" produse de Tehnofrig Cluj-Napoca, amplasate la subsolul clădirii. Prin circuitul captatoarelor solare circulă o soluţie antigel. Corpurile de încălzire din încăperile primului apartament sunt alimentate de agentul secundar pe circuitul căruia sunt intercalate două rezervoare de acumulare cu volumul total de 10 m³. Circuitul primar alimentează şi un al doilea circuit secundar pe circuitul căruia se află un boiler orizontal cu volumul de 1500 l pentru furnizare de apă caldă de consum. Sursa auxiliară pentru al doilea apartament este constituită de rezistenţe electrice care suplimentează încălzirea aerului cald preparat cu ventiloconvectoare.

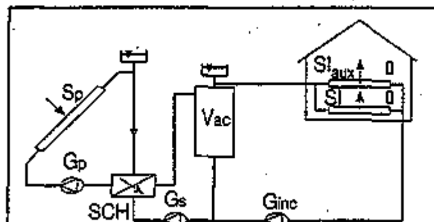


Fig. 4.9.7. Casa solară CS2 Câmpina: S_p - suprafaţă de captare; SCH - schimbător de căldură; Vac - rezervor de acumulare, SI_{aux} - sistem de încălzire auxiliar; SI - sistem de încălzire, Gp - pompă de circulaţie agent termic primar; Gs - pompă de circulaţie agent termic secundar; Ginc - pompă de circulaţie agent termic încălzire.

Cu toate că performanţa energetică a sistemelor active este superioară celei caracteristice sistemelor pasive, costurile ridicate ale instalaţiei limitează, în prezent, aplicarea sistemelor active de încălzire solară la construcţiile de tipul hotelurilor.

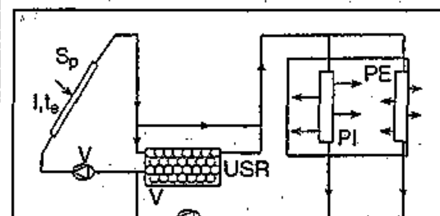


Fig. 4.9.8. Casa solară CS3 – INCERC Bucureşti: S_p - suprafaţă de captare; V - ventilator; USR - unităţi de stocaj termic în roci; PI - pereţi interiori cu goluri; PE - pereţi exteriori cu goluri.

4.10. Instalaţii de încălzire ce utilizează căldura recuperată

4.10.1. Clasificarea sistemelor de recuperare a căldurii

Un sistem de recuperare a unei surse energetice se compune din:

• *sursa termică* - locul unde se află înmagazinată, se produce natural sau poate fi obţinută printr-un proces tehnologic, o formă de energie sau un purtător de energie (ex: gazele fierbinţi provenite de la procesele de ardere a combustibililor, aerul cald evacuat din instalaţiile de ventilare, apele tehnologice provenite de la răcirea utilajelor, solul şi apa încălzite de către Soare etc.);

• *recuperatorul de căldură* - elementul principal al instalaţiei cu rol de a capta şi folosi raţional energia secundară;

• *consumatorul de căldură* - punctul final al instalaţiei în care căldura recuperată este utilizată pentru acoperirea nevoilor energetice.

Sistemele de recuperare a căldurii se clasifică după următoarele criterii:

1. modul de repartizare a căldurii recuperate între sursă şi utilizatori;
2. nivelurile relative de temperatură ale sursei şi ale utilizatorului;
3. natura agenţilor termici, de o parte, şi, de alta, a recuperatorului de căldură.

După criteriul 1, sistemele se clasifică astfel (fig. 4.10.1):

- cu recuperare internă, unde căldura recuperată este folosită în procesul tehnologic originar (recirculare), ca, de exemplu,încălzirea aerului de ardere la cuptoare;

- cu recuperare externă, unde căldura recuperată este folosită în afara procesului, ca de exemplu încălzirea încăperilor cu căldura recuperată de la cuptoare;

- mixte, combinate.

După criteriul 3, sistemele de recuperare se împart astfel (fig. 4.10.2):

- la care temperatura sursei este mai mare decât temperatura agentului termic obţinut prin recuperare, caz în care transferul termic se face prin intermediul schimbătoarelor de căldură, denumite „recuperatoare";

- la care temperatura sursei este mai mică decât temperatura agentului termic obţinut prin recuperare, caz în care transferul termic se realizează cu pompe de căldură.

După criteriul 3, sistemele de recuperare cele mai întâlnite sunt de tipul:

- gaze de ardere - apă şi gaze de ardere - aer;
- aer - aer şi aer - apă;
- apă - apă.

Consumatorii de căldură care utilizează căldura recuperată sunt instalaţiile de:

- încălzire a clădirilor (cu corpuri de încălzire sau cu aer cald);
- încălzire tehnologică;
- preparare a apei calde de consum.

4.10.2. Recuperarea căldurii din gazele de ardere

4.10.2.1 Recomandări privind recuperarea căldurii din gazele de ardere

Pentru utilizarea cât mai eficientă a căldurii recuperate din gazele de ardere se impune:

- cunoaşterea parametrilor de exploatare a resursei (temperatura şi compoziţia gazelor de ardere, debitul disponibil, regimul de furnizare) în scopul utilizării echipamentului cel mai indicat pentru recuperarea căldurii;

- amplasarea recuperatoarelor de căldură în imediata apropiere a utilajelor care produc gazele de ardere în scopul folosirii resursei la nivelul maxim de temperatură (montare în coşul de fum, montare pe un canal de bypass pe traseul gazelor de ardere);

- alegerea tipului de recuperator recomandat în situaţia dată ţinând cont de avantajele specifice ale recuperatoarelor acvatubulare (stabilitate în funcţionare, soluţie constructivă compactă, întreţinere şi curăţare uşoară a suprafeţelor de pe partea de gaze) şi ale recuperatoarelor ignitubulare (consum redus de metal, debite de căldură mari);

- răcirea cu un ecart de temperatură cât mai ridicat al gazelor de ardere, prin proiectarea corespunzătoare a recuperatorului;

- stabilirea unor parametri de exploatare a recuperatorului care să asigure o durată de viaţă normală a acestuia (evitarea pericolului de corosiune datorată condensării vaporilor din gazele de ardere);

- neadoptarea de surse auxiliare (centrală termică de vârf), valorificarea resursei putând acoperi integral sarcina termică a consumatorului la parametrii uzuali ai agentului termic (95/75 °C, 115/75 °C, 150/70 °C);

- prevederea mai multor unităţi de recuperare, în paralel, pentru preluarea variaţiilor sarcinii termice de încălzire a consumatorului;

- prevederea mai multor unităţi de recuperare, în serie, pentru a recupera cât mai mult din potenţialul termic al gazelor.

4.10.2.2 Caracteristicile sursei de căldură

Sursa de căldură este constituită de:

- gazele evacuate din procese tehnologice, în principal, de la cuptoare;
- gazele evacuate de la cazanele de încălzire.

Caracteristicile gazelor evacuate de la cuptoare, care prezintă interes pentru procesul de recuperare a căldurii sunt: temperatura, debitul, compoziţia şi regimul de furnizare.

Domeniile uzuale de variaţie ale acestor parametri sunt:

• temperatura: 200 ... 600 °C;
• debitul: 1 000 ... 20 000 m_n^3/h;
• compoziţia: gaze cu sau fără sulf; gaze cu sau fără funingine sau cenuşă zburătoare; gaze cu sau fără praf;
• regimul de furnizare: continuu sau intermitent.

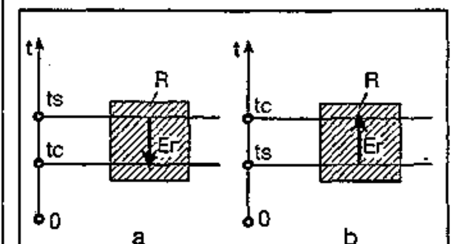


Fig. 4.10.2. Tipuri de recuperare a căldurii în funcţie de nivelurile de temperatură ale sursei şi consumatorului:
a - recuperare cu schimbătoare de căldură ($t_s > t_c$); b - recuperare cu pompe de căldură ($t_s < t_c$);
t_s - temperatura sursei; t_c - temperatura agentului termic obţinut prin recuperare, la consumator; E_r - energie recuperată; R - recuperator.

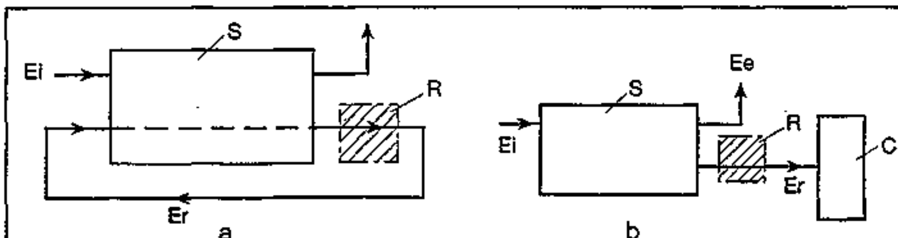


Fig. 4.10.1. Tipuri de recuperare a căldurii în funcţie de modul de repartizare a căldurii între sursă şi utilizator:
a - recuperare internă; b - recuperare externă;
S - sursa; R - recuperatorul; C - consumatorul extern; E_i - energia intrată; E_e - energia ieşită; E_r - energia recuperată.

4.10.2.3 Recuperatoare de căldură

Recuperatoarele de căldură din gazele de ardere sunt echipamente și instalații complexe, execuția lor fiind diferențiată în funcție de caracteristicile gazelor de ardere.

Astfel,

- recuperarea de căldură din gazele de ardere evacuate de la cazanele de încălzire se realizează cu cazane cu condensație (capitolul 6.2.7);
- recuperarea de căldură din gazele de ardere evacuate de la cuptoare se realizează, în general, cu instalații complexe, denumite generic cazane recuperatoare.

4.10.2.4 Cazane recuperatoare pentru producere de apă caldă sau fierbinte

Cazanele recuperatoare au, în general, soluțiile constructive ale cazanelor cu combustibili clasici, având deosebirea că, atunci când gazele de ardere nu au o temperatură foarte ridicată (sub 800 °C), nu se mai utilizează incinta de radiație (focarul din soluția clasică), întregul cazan fiind format din drumuri convective.

După drumul parcurs de cele două fluide de lucru: apa care se încălzește și gazele de ardere care cedează căldura, cazanele pot fi ignitubulare sau acvatubulare.

Cazanele recuperatoare ignitubulare sunt alcătuite dintr-un fascicul de țevi netede prin care circulă gazele de ardere. Țevile sunt prinse la capete în plăci tubulare, prin mandrinare sau sudură.

Cazanele se execută cu unul sau mai multe drumuri de gaze, în funcție de ecartul de temperatură disponibil pe partea gazelor de ardere.

Un cazan recuperator ignitubular cu două drumuri pentru gazele de ardere și șicane pe circuitul apei este prezentat în figura 4.10.3.

Aceste recuperatoare au volum mare de apă, cu posibilități mari de acumulare a căldurii și variații mici ale temperaturii apei la fluctuațiile de debite și temperaturi ale gazelor de ardere. Modul de racordare a acestor recuperatoare de căldură pe traseul gazelor de ardere este prezentat în figura 4.10.4.

Cazanele recuperatoare acvatubulare sunt executate cu serpentine simple, duble sau sub formă de panouri convective în U, S, M, așezate în linie sau decalat într-un canal din zidărie sau din tablă (fig. 4.10.5); prin țevi circulă apa, iar în exterior gazele de ardere. Distribuitorul la intrare și colectorul la ieșire, plasate întotdeauna în afara canalului de gaze, asigură prinderea serpentinelor.

Cazanele recuperatoare românești (VULCAN București, IUC Ploiești, CUG Cluj Napoca etc.) sunt concepute pentru recuperarea căldurii sensibile și sunt realizate din oțeluri obișnuite.

Pentru preîntâmpinarea pericolului de corosiune se impune ca temperatura gazelor, la ieșirea din cazanul recuperator, să se situeze deasupra

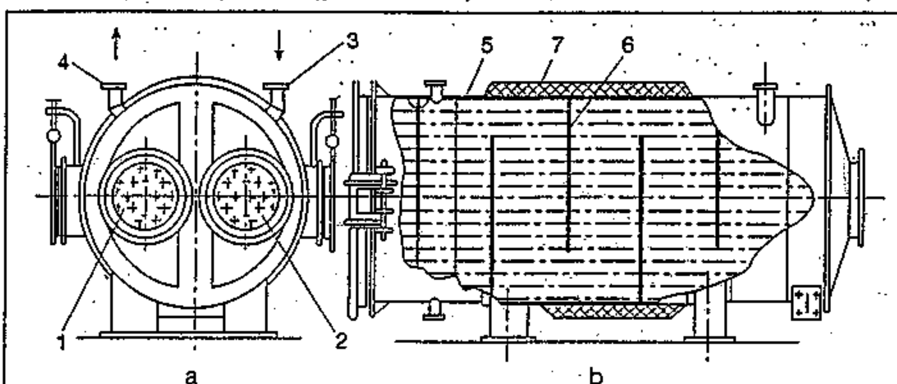


Fig. 4.10.3. Cazan recuperator pentru apă caldă:
a - secțiune transversală; b - secțiune longitudinală;
1 - intrare gaze de ardere; 2 - evacuare gaze de ardere; 3 - intrare apă; 4 - ieșire apă caldă; 5 - corpul recuperatorului; 6 - pereți transversali (șicane); 7 - izolație termică.

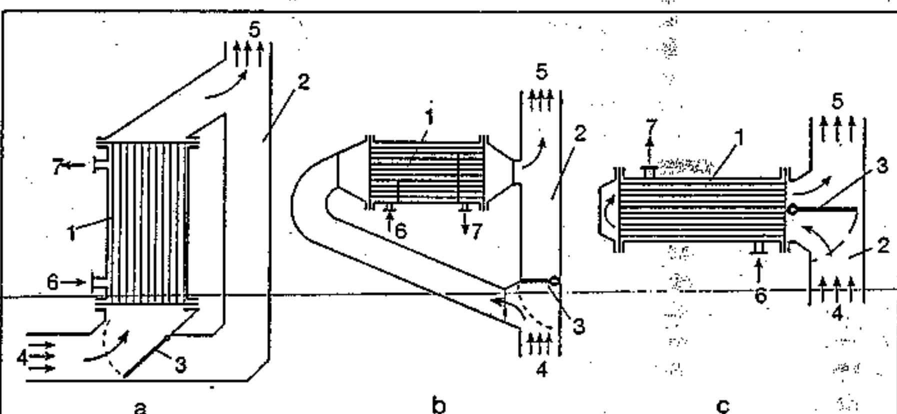


Fig. 4.10.4. Racordarea cazanelor recuperatoare ignitubulare pe traseul gazelor de ardere:
a - cazan cu un drum de gaze, montare verticală; b - cazan cu un drum de gaze, montare orizontală; c. - cazan cu două drumuri de gaze, montare orizontală;
1 - cazan recuperator; 2 - coș de fum sau canal de gaze de ardere; 3 - clapetă 4 - intrare gaze de ardere; 5 - ieșire gaze de ardere, după recuperator; 6 - intrare apă; 7 - ieșire apă.

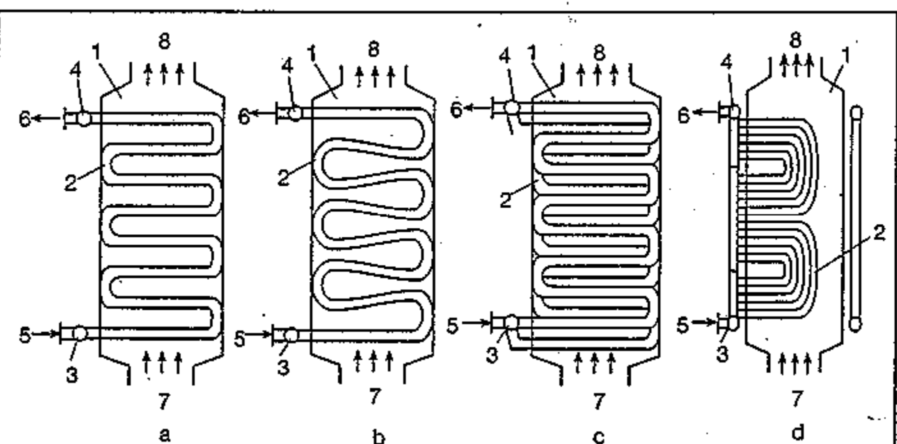


Fig. 4.10.5. Cazane recuperatoare acvatubulare:
a - cazan cu serpentine cu țevi paralele b - cazan cu serpentine cu țevi convergente; c - cazan cu serpentine duble; d - cazan cu panouri convective;
1 - corpul recuperatorului; 2 - serpentină cu apă; 3 - distribuitor; 4 - colector; 5 - intrare apă; 6 - ieșire apă; 7 - intrare gaze de ardere; 8 - ieșire gaze de ardere.

temperaturii punctului de rouă al vaporilor de apă (60...70 °C), pentru gazele provenite din arderea combustibilului gazos, şi deasupra temperaturii punctului de rouă acid (120...150 °C), pentru gazele provenite din arderea combustibilului lichid cu conţinut de sulf de peste 2 %.

Caracteristicile tehnice ale unor cazane acvatubulare româneşti pentru agent termic apă caldă 95/75 °C sunt prezentate în tabelul 4.10.1, iar caracteristicile tehnice ale cazanelor ignitubulare sunt date în tabelul 4.10.2.

Domeniile economice de utilizare a recuperatoarelor de căldură de capacitate mică sunt indicate în figura 4.10.6, pentru cazanele acvatubulare şi în figura 4.10.7, pentru cazanele ignitubulare.

Pentru cazul gazelor de ardere provenite din combustibil lichid, valorile debitelor de căldură recuperată sunt cu 10...15 % mai mici decât valorile din diagrame, datorită necesităţii adoptării unei temperaturi mai ridicate a gazelor la ieşirea din recuperator, ca măsură de protecţie la corosiune.

4.10.2.5 Cazane recuperatoare pentru producere de abur

Din punct de vedere constructiv, cazanele recuperatoare pot fi acvatubulare

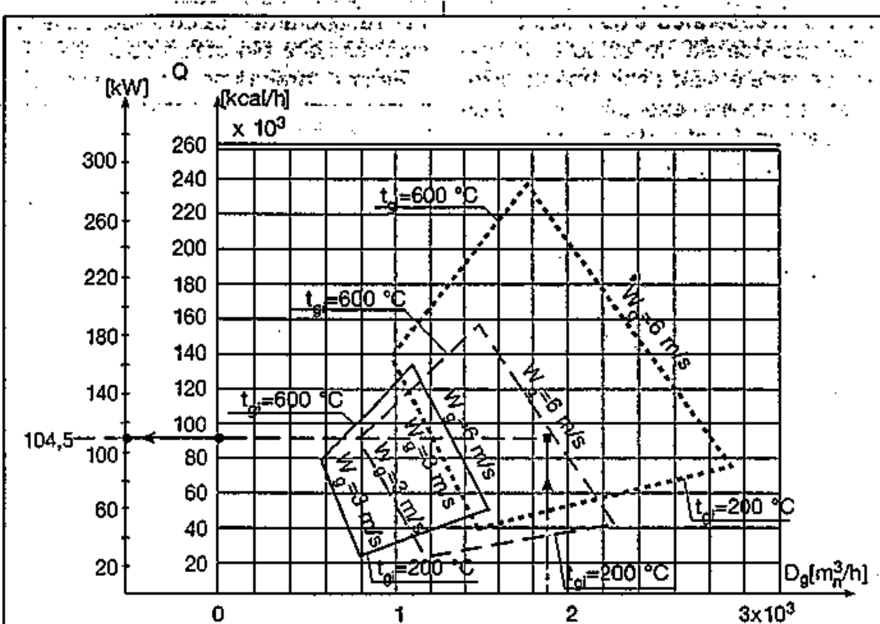


Fig. 4.10.6. Domeniul economic de utilizare a cazanelor recuperatoare acvatubulare de capacitate mică:
——— cazan recuperator Crac 2,5
- - - - - cazan recuperator Crac 15
.... cazan recuperator Crac 5
D_g - debitul gazelor de ardere; Q - debitul de căldură recuperată; t_{gi} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator; W_g - viteza gazelor de ardere în recuperator.

Tabelul 4.10.1. Caracteristicile tehnice ale unor cazane recuperatoare acvatubulare româneşti pentru agent termic apă caldă 95 - 75 °C

Nr. crt.	Cazanul recuperator		Caracteristici		Producător
	Schema	Tipul	Constructive	Funcţionale	
0	1	2	3	4	5
1	(schemă: 1, 2, 3, 4, H, L x l)	CRac 2,5	- 16 ţevi pe rând - 26 rânduri de ţevi - dimensiuni ţeavă: Φ 20 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 580 mm, l = 580 mm, H = 1 400 mm - masa: 1 180 kg	D_g = 1000...4000 m³N/h t_{gi} = 200...600 °C Q = 60...170 kW (pt. t_{gi} = 300 °C)	VULCAN București CUG Cluj-Napoca
2	1 - intrare gaze 2 - ieşire gaze 3 - intrare apă 4 - ieşire apă	CRac 5	- 18 ţevi pe rând - 20 rânduri de ţevi - dimensiuni ţeavă: Φ 25 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 1 100 mm, l = 870 mm, H = 1 650 mm - masa: 2 400 kg	D_g = 2000...7000 m³N/h t_{gi} = 200...600 °C Q = 80...300 kW (pt. t_{gi} = 300 °C)	VULCAN București CUG Cluj-Napoca
3	(schemă: 1, 2, H, L x l)	CRac 15	- 10 ţevi pe rând - 26 rânduri de ţevi - dimensiuni ţeavă: Φ 38 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 1 073 mm, l = 916 mm, H = 2 200 mm - masa: 824 kg	D_g = 1000...5000 m³N/h t_{gi} = 200...600 °C Q = 50...150 kW (pt. t_{gi} = 300 °C)	CUG Cluj-Napoca IUC Ploieşti

sau ignitubulare.

Producerea de abur supraîncălzit implică trecerea apei prin țevi, asigurându-se încălzirea și vaporizarea apei, precum și supraîncălzirea vaporilor saturați. Pentru încălzirea apei se folosește schimbătorul de căldură numit *„economizor"*, cu serpentine din oțel amplasate în zona temperaturilor înalte.

În figura 4.10.8 se prezintă schema unui cazan recuperator acvatubular cu tamburi transversali. Soluția tehnică adoptată pentru vaporizator este asemănătoare cu cea a cazanului de abur tip CR (Vulcan) utilizat pentru debite mari de gaze de ardere, obținându-se viteze economice.

Pentru diverse intervenții, reparații, precum și pentru posibilitatea curățării țevilor de depuneri s-a prevăzut un canal de fum în *„by-pass"* având un șiber care în poziția *„închis"* obligă gazele de ardere să străbată cazanul recuperator, iar în poziția *„deschis"* scoate cazanul din funcțiune, gazele de ardere fiind evacuate spre coș.

Cazanele recuperatoare ignitubulare pentru producerea aburului au suprafața de schimb de căldură formată dintr-un fascicul de țevi netede amplasate într-un tambur care la partea superioară are un spațiu pentru separarea aburului. Sunt cazane cu volum mare de apă, inerție termică ridicată, posibilități de curățare a țevilor, montare ușoară la beneficiar. Au însă un consum mare de metal, îndeosebi datorită tamburului, și un consum mare de energie la exhaustor pentru realizarea vitezelor economice de circulație a gazelor de ardere.

4.10.2.6 Parametrii funcționali ai cazanelor recuperatoare

Principalii parametri funcționali ai unui cazan recuperator sunt:

Q - debitul de căldură recuperată [W];
D_g - debitul gazelor de ardere [m^3_N/h];
G_a - debitul de apă [kg/h];
t_{gi}, t_{ge} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator, respectiv la ieșire [°C];
W_g - viteza gazelor de ardere în recuperator [m/s];

Tabelul 4.10.2. Caracteristicile tehnice ale unor cazane recuperatoare ignitubulare românești pentru agent termic apă caldă 95 - 75 °C

Nr. crt.	Cazanul recuperator – Schema	Cazanul recuperator – Tipul	Caracteristici – Constructive	Caracteristici – Funcționale	Producător
0	1	2	3	4	5
1	(schemă: H, L x l, 1, 2, 3, 4)	CRac 5 - 8	- 54 țevi Φ 57 x 4 mm - dimensiuni gabarit: L = 2 000 mm l = 1 800 mm H = 4 400 mm - masa: 4 992 kg	D_g = 400...1 600 m^3_N/h t_{gi} = 200...600 °C Q = 20...100 kW (pt. t_{gi} = 300 °C)	Vulcan București CUG Cluj-Napoca
2	(schemă: L x l, H, 1, 2, 3, 4)	CRac 14 - 21	- 100 țevi Φ 51 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 5 000 mm l = 1 600 mm H = 2 100 mm - masa: 6 240 kg	D_g = 1 000...3 000 m^3_N/h t_{gi} = 200...600 °C Q = 90...160 kW (pt. t_{gi} = 300 °C)	Vulcan București CUG Cluj-Napoca
3	(schemă: H, L x l, 1, 2, 3, 4)	CRac 21 - 45	- 283 țevi Φ 51 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 2 200 mm l = 2 200 mm H = 4 500 mm - masa: 9 125 kg	D_g = 1 500...7 500 m^3_N/h t_{gi} = 200...600 °C Q = 120...580 kW (pt. t_{gi} = 300 °C)	Vulcan București CUG Cluj-Napoca
4	(schemă: H, L x l, 1, 2, 3, 4) 1 - intrare gaze 2 - ieșire gaze 3 - intrare apă 4 - ieșire apă	CRac 80 - 110	- 506 țevi Φ 51 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 2 000 mm l = 1 850 mm H = 7 600 mm - masa: 1 5500 kg	D_g=3 000...14 000 m^3_N/h t_{gi} = 200...600 °C Q = 230...900 kW (pt. t_{gi} = 300 °C)	IUC Ploiești

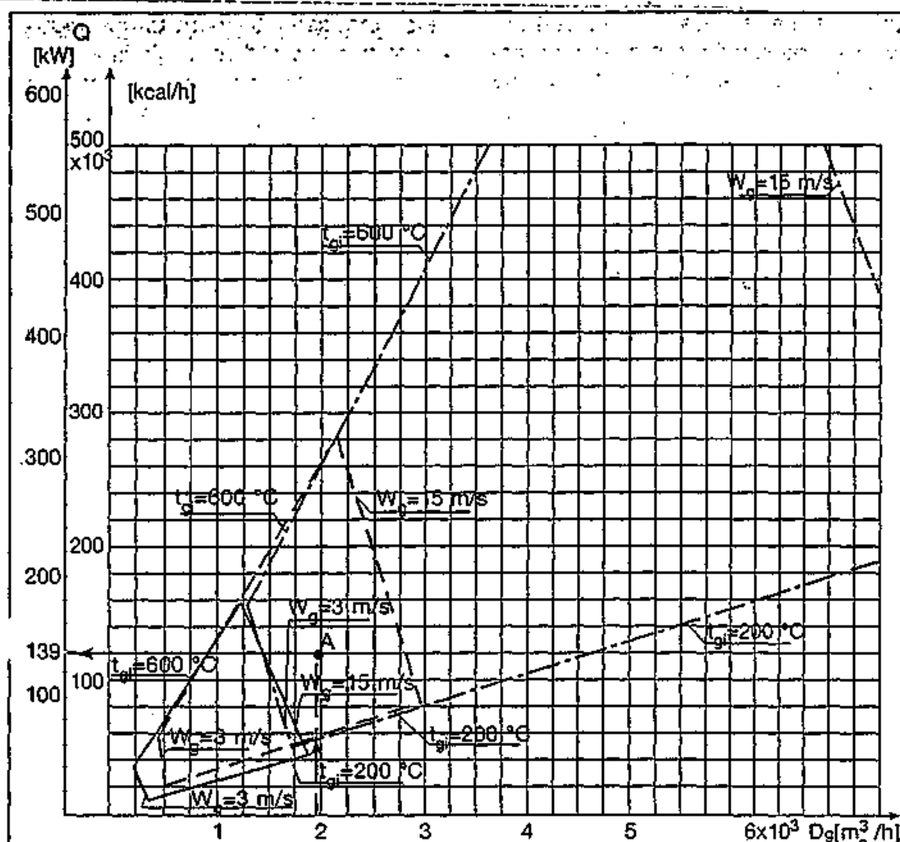


Fig. 4.10.7. Domeniul economic de utilizare a cazanelor recuperatoare ignitubulare de capacitate mică:
—— cazan recuperator Crac 5 - 8
- - - - cazan recuperator Crac 14 - 21
—·—· cazan recuperator Crac 21 - 45
D_g - debitul gazelor de ardere; Q - debitul de căldură recuperată; t_{gi} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator; W_g - viteza gazelor de ardere în recuperator.

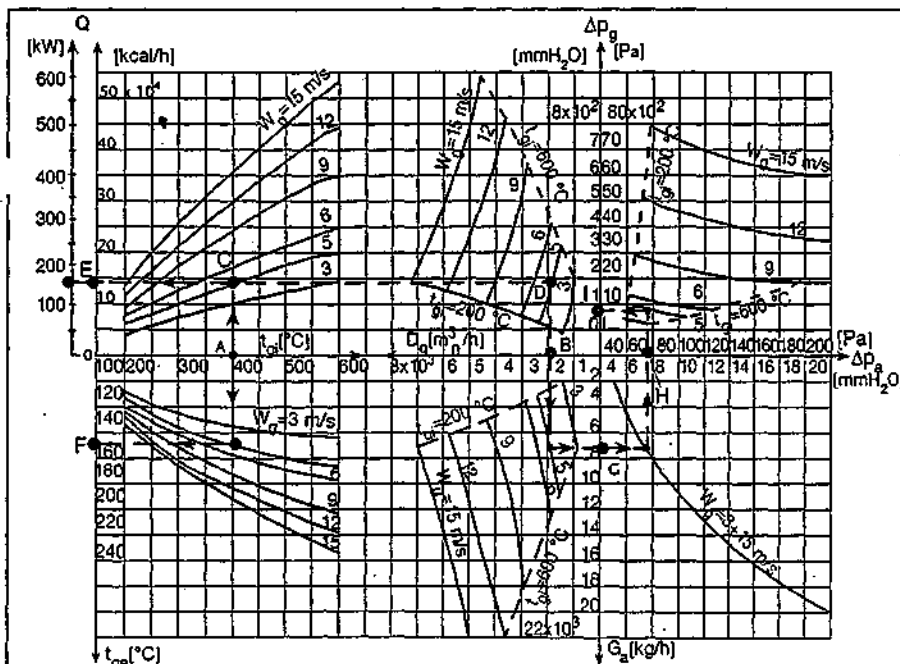


Fig. 4.10.9. Caracteristicile funcţionale ale cazanului recuperator acvatubular Crac 5:
Q - debitul de căldură recuperată; D_g - debitul gazelor de ardere; G_a - debitul de apă; t_{gi} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator; t_{ge} - temperatura gazelor de ardere la ieşirea din recuperator; Δp_g - pierderea de sarcină în recuperator pe circuitul gazelor de ardere; Δp_a - pierderea de sarcină în recuperator pe circuitul apei; W_g - viteza gazelor de ardere în recuperator.

t_{ai}, t_{ae} - temperatura apei la intrarea în recuperator, respectiv, la ieşire [°C];
Δp_g - pierderea de sarcină pe circuitul gazelor de ardere [Pa];
Δp_a - pierderea de sarcină pe circuitul apei [Pa].

Între aceşti parametri există o strânsă interdependenţă în funcţionare, punându-se în evidenţă, pentru un anumit tip de recuperator, următoarele funcţii:

$Q = f(t_{gi}, W_g)$;
$t_{ge} = f(t_{gi}, W_g)$;
$D_g = f(t_{gi}, W_g)$;
$\Delta p_g = f(t_{gi}, W_g)$;
$\Delta p_a = f(G_a)$.

Prin transpunerea grafică a acestor funcţii în cadrul unor nomograme se poate defini domeniul de funcţionare a recuperatorului.

Caracteristicile funcţionale ale unui cazan recuperator acvatubular pentru apă caldă 95/75 °C, tip CRac 5, sunt prezentate în figura 4.10.9, evidenţiindu-se domeniile de variaţie a parametrilor.

În mod similar, în figura 4.10.10 sunt prezentate caracteristicile unui cazan recuperator ignitubular, de tip CRac 14-21.

4.10.2.7 Alegerea unui cazan recuperator şi stabilirea regimului de funcţionare

Pentru alegerea tipului şi mărimii unui cazan recuperator se au în vedere atât parametrii sursei şi caracteristicile sarcinii termice a consumatorului cât şi posibilităţile de a beneficia la maximum de avantajele folosirii tipului constructiv de cazan (acvatubular sau ignitubular), în cazul respectiv.

Datele necesare pentru alegerea unui cazan recuperator sunt:

- debitul gazelor de ardere D_g;
- temperatura gazelor de ardere la intrare în recuperator t_{gi};
- provenienţa gazelor de ardere: din

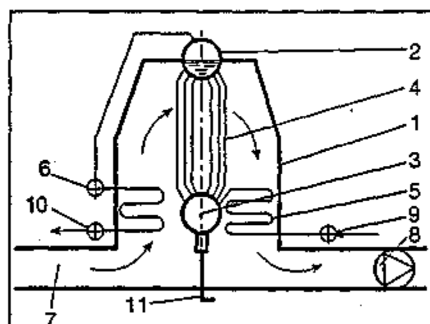


Fig. 4.10.8. Cazan recuperator acvatubular pentru abur supraîncălzit:
1 - corpul cazanului; 2 - tambur superior; 3 - tambur inferior; 4 - vaporizator; 5 - economizor; 6 - supraîncălzitor; 7 - intrare gaze de ardere; 8 - exhaustor; 9 - intrare apă; 10 - ieşire apă; 11 - şiber.

combustibil gazos sau lichid;

- agentul termic produs: apă caldă, apă fierbinte sau abur;
- sarcina termică a consumatorului Q_i.

Exemplul de calcul 1

Se consideră o instalație tehnologică din care se obține un debit al gazelor de ardere D_g = 1 900 m³/h, la o temperatură t_{gi} = 400 °C, rezultat din arderea unui combustibil gazos.

Se cere alegerea unui cazan recuperator de căldură care să poată asigura sarcina termică a unui consumator de încălzire Q_i = 139 kW, agentul termic fiind apă caldă 95/75 °C.

Rezolvare

a) Varianta alegerii unui cazan recuperator acvatubular: din diagrama din figura 4.10.6, pentru D_g = 1 900 m³/h, rezultă că domeniul economic de utilizare a cazanelor este cel al cazanelor CRac 15 și CRac 5. Se alege cazanul CRac 5 întrucât cazanul CRac 15 are debitul de căldură recuperată limitat la 104,5 kW (punctul A).

• Se stabilesc parametrii de funcționare ai cazanului, utilizând diagrama din figura 4.10.9, astfel:

- se ridică două verticale din t_{gi} = 400 °C (punctul A) și D_g = 1 900 m³/h (punctul B) și rezultă viteza gazelor de ardere w_g = 5 m/s, astfel încât punctele C și, respectiv D, de pe aceste verticale să se găsească pe aceeași dreaptă orizontală;
- se obțin în continuare: debitul de căldură recuperată Q = 154,5 kW (punctul E); temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperator t_{eg} = 153 °C (punctul F); debitul de apă care circulă prin cazanul recuperator G_a = 7 600 kg/h (punctul G); pierderile de sarcină pe circuitul de apă Δp_a = 7800 Pa (punctul H) și pe circuitul gazelor de ardere Δp_g = 800 Pa (punctul I).

• Întrucât $Q > Q_i$, prin prevederea unui cazan recuperator CRac 5 este asigurat necesarul de căldură pentru consumatorul de încălzire.

b) Varianta alegerii unui cazan recuperator ignitubular: din diagrama din figura 4.10.7, pentru D_g = 1.900 m³/h, rezultă că domeniul economic este al cazanelor CRac 14-21 și al cazanelor CRac 21-45. Se alege cazanul CRac 14-21 care are debitul de căldură recuperată egal cu necesarul de căldură pentru încălzire Q_i =139 kW (punctul A).

• Se stabilesc parametrii de funcționare a cazanului, utilizând diagrama din figura 4.10.10, astfel:

- se ridică o verticală din D_g = 1900 m³/h (punctul B) și se duce o orizontală din Q_i =139 kW (punctul E), rezultând: viteza gazelor de ardere w_g = 12 m/s (punctele C și D care sunt pe aceeași dreaptă orizontală); din punctul C se coboară o verticală rezultând temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator t_{gi} = 325 °C (în loc de 400 °C cât se obține din procesul tehnologic) - punctul A;
- se obțin în continuare: temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperator t_{ge} = 125 °C (punctul F); debitul de apă care circulă prin cazanul recuperator G_a = 10 600 kg/h (punctul G); pierderile de sarcină pe circuitul de apă Δp_a = 5 003 Pa (punctul H) iar pe circuitul gazelor de ardere Δp_g = 400 Pa (punctul I).

• Cazanul CRac 14-21 asigură necesarul de căldură pentru consumatorul de încălzire Q_i = 139 kW necesitând o temperatură a gazelor de ardere t_{gi} = 325 °C, mai mică decât cea rezultată din procesul tehnologic. În ceea ce privește pierderile de sarcină, atât pe circuitul gazelor de ardere cât și pe cel al apei, acestea sunt mai mici decât la cazanul recuperator acvatubular.

În concluzie, fiecare tip de cazan recuperator de căldură prezintă avantaje și dezavantaje; la alegerea tipului de cazan se vor avea în vedere și aspectele economice și de exploatare (de exemplu: cazanul acvatubular are un consum mai redus de metal și nu prezintă pericol de murdărire a suprafețelor de pe partea gazelor de ardere).

4.10.2.8 Scheme pentru utilizarea căldurii recuperate

În general, se adoptă scheme care prepară un agent termic (apă caldă) care se utilizează în instalațiile de încălzire; rolul cazanelor de încălzire dintr-o centrală termică clasică este preluat, în acest caz, de către cazanele recuperatoare. Astfel se pot încălzi ateliere și anexe sociale, aflate în vecinătatea locului în care se găsește resursa, precum și clădiri mai îndepărtate (cămine, sedii administrative, locuințe etc.). Schema funcțională de principiu a unui sistem de recuperare cu cazane de apă caldă este prezentată în figura 4.10.11.

Există și situații locale în care încălzirea spațiilor se poate realiza direct, fără a mai fi necesară prepararea unui agent termic intermediar, în acest caz folosindu-se recuperatoare de căldură gaze de ardere - aer.

Modul de încălzire a unei clădiri industriale etajată, prin recuperarea căldurii din gazele de ardere de la cuptoarele amplasate la nivelul inferior al clădirii este prezentat în figura 4.10.12.

Sursa termică o constituie coșul de fum care străbate clădirea și care este înglobat în structura acesteia.

4.10.2.9 Indicatori energetici și economici

Introducerea unui sistem de

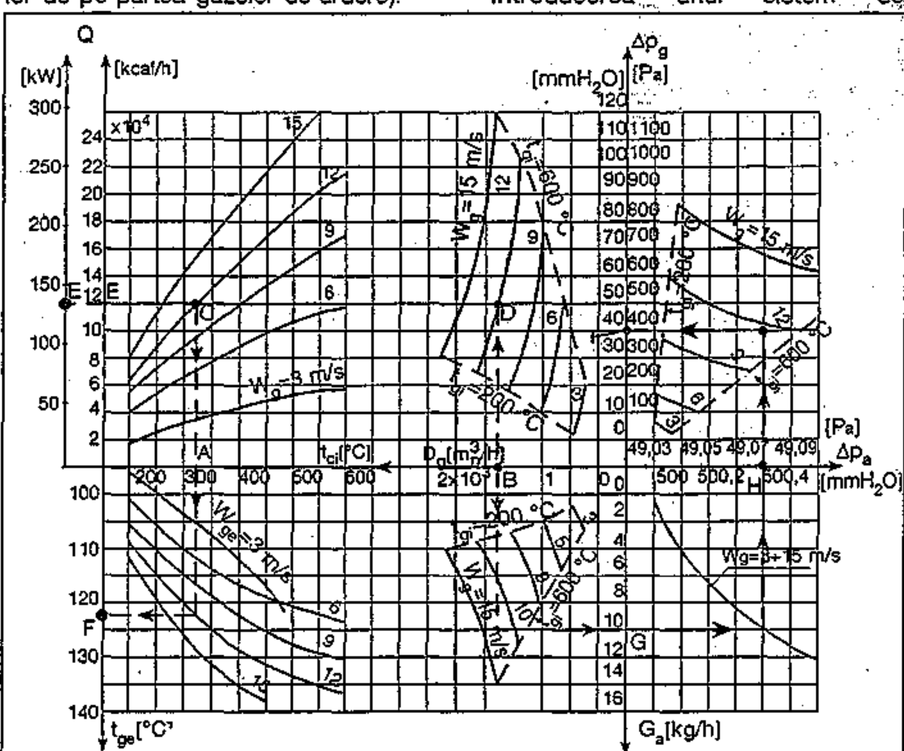


Fig. 4.10.10. Caracteristicile funcționale ale cazanului recuperator acvatubular Crac 14-21:

Q - debitul de căldură recuperată; D_g - debitul gazelor de ardere; G_a - debitul de apă; t_{gi} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator; t_{ge} - temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperator; Δp_g - pierderea de sarcină în recuperator pe circuitul gazelor de ardere; Δp_a - pierderea de sarcină în recuperator pe circuitul apei; W_g - viteza gazelor de ardere în recuperator.

recuperare a căldurii din gazele fierbinţi conduce la economii de combustibil şi, implicit, la reducerea costului căldurii livrate. Aceasta presupune însă realizarea unei investiţii suplimentare care cuprinde cheltuielile pentru: cazanele recuperatoare, modificările constructive pe traseul gazelor de ardere, aparatura de măsură, control şi automatizare, pompe de circulaţie, conducte şi armături etc.

Unul dintre indicatorii cu care se apreciază eficienţa unei soluţii de recuperare a căldurii din gazele de ardere este investiţia specifică aferentă economiei nete de combustibil care are expresia:

$$i_c = \frac{I}{v \cdot E_c} \quad [\text{lei/t}_{cc}]$$

în care:
- I este cheltuielile de investiţie [lei];
- v - durata de viaţă a sistemului de recuperare; în medie, se consideră $v = 8...10$ ani;
E_c - economia netă de combustibil convenţional [t_{cc}/an].

E_c se calculează ca diferenţa dintre consumul de combustibil, în soluţia fără recuperare de căldură, şi consumul de combustibil, în soluţia cu recuperare de căldură; acesta din urmă va include şi consumurile de energie electrică aferente pierderilor de sarcină introduse suplimentar de către recuperator pe circuitul gazelor de ardere şi pe circuitul de apă.

Cu cât i_c este mai redus, cu atât soluţia de recuperare a căldurii folosită este mai eficientă.

Oportunitatea adoptării unui sistem de recuperare a căldurii din gazele de ardere se stabileşte cu ajutorul duratei de recuperare a cheltuielilor de investiţie din economiile la costul căldurii; aceasta are expresia:

$$n = \frac{I}{Q_{an} \cdot \Delta C} \quad [\text{ani}]$$

în care:
- Q_{an} este cantitatea anuală de căldură recuperată [GJ], [Gcal].

$\Delta C = C_{CT} - C$ [lei/GJ], [lei/Gcal],

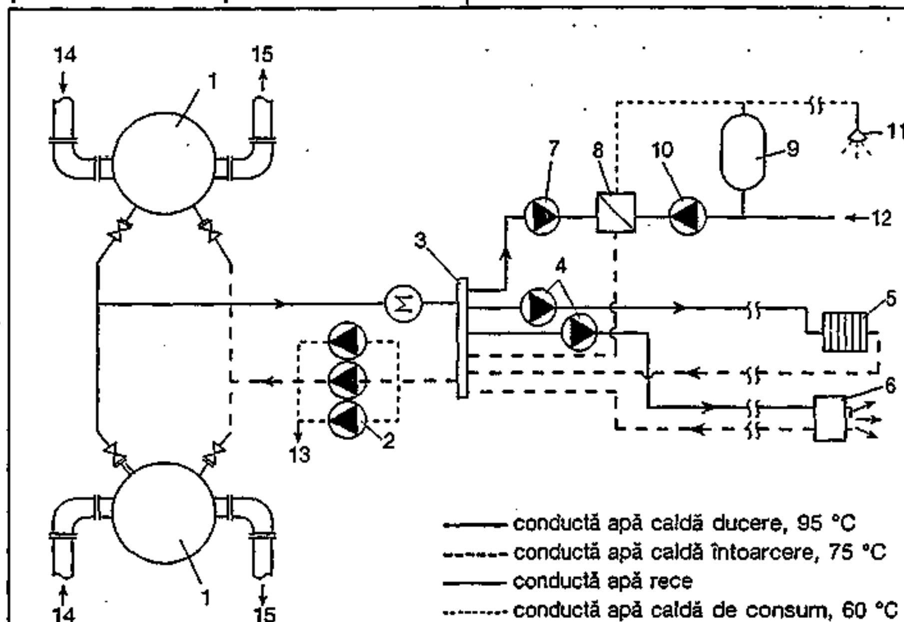


Fig. 4.10.11. Schema instalaţiei de încălzire şi preparare apă caldă de consum cu recuperarea căldurii din gazele de ardere:
1 - cazan recuperator ignitubular; 2 - pompe de circulaţie cazane recuperatoare; 3 - butelie de amestec; 4 - pompe de circulaţie consumatori de încălzire; 5 - consumator încălzire cu corpuri de încălzire; 6 - consumator încălzire cu aer cald; 7 - pompă agent primar pentru preparare apă caldă de consum; 8 - schimbător de căldură pentru apă caldă de consum; 9 - rezervor de acumulare apă caldă de consum; 10 - pompă circulaţie apă caldă de consum; 11 - consumator apă caldă de consum; 12 - de la reţeaua de apă rece; 13 - la sistemul de expansiune; 14 - intrare gaze de ardere; 15 - evacuare gaze de ardere la coş.

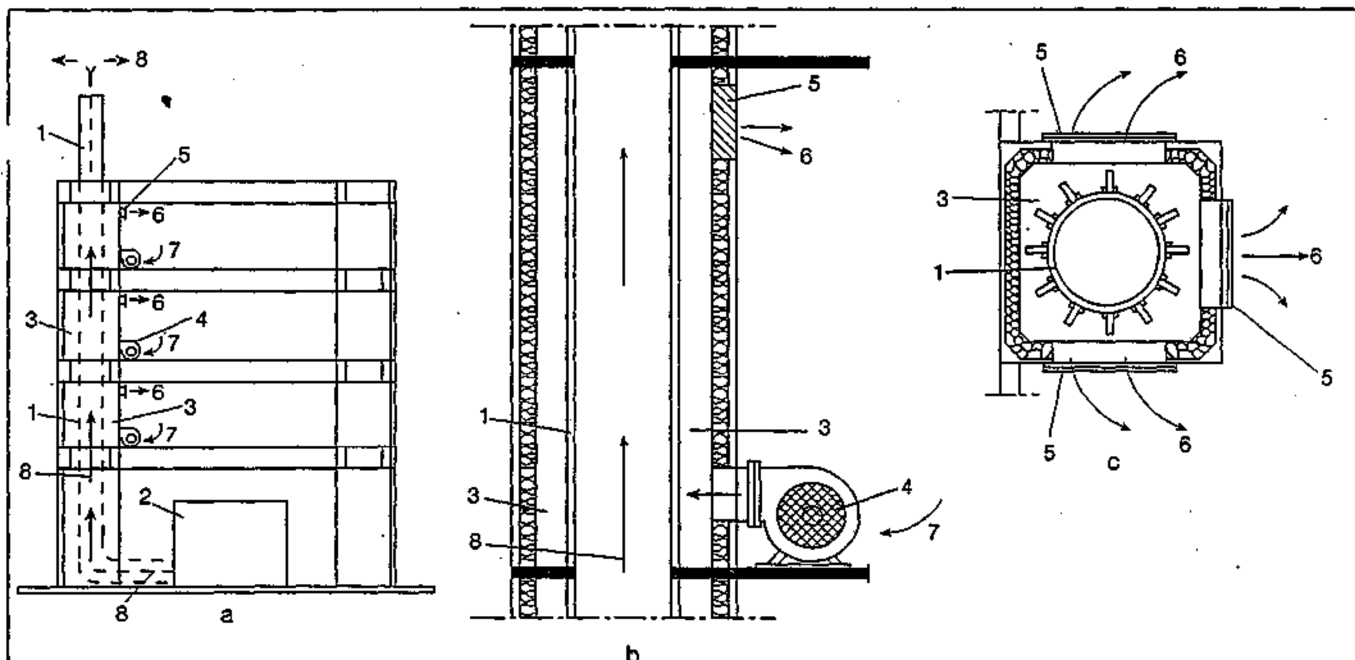


Fig. 4.10.12. Încălzirea cu aer cald a unei clădiri industriale etajate prin recuperarea căldurii de la coşul de fum:
a - secţiune prin clădirea încălzită cu aer cald; b - detaliu, secţiune verticală prin coşul de fum;
c - detaliu, secţiune orizontală la nivelul gurilor de refulare;
1 - coş de fum metalic; 2 - cuptor; 3 - incintă pentru încălzirea aerului; 4 - ventilator; 5 - guri de introducere a aerului; 6 - aer cald refulat în hală; 7 - aer aspirat din hală; 8 - gaze de ardere.

în care:
- C_{CT} este costul căldurii în soluția tradițională (centrală termică), iar C este costul căldurii în soluția cu recuperare de căldură.

De regulă, este oportună introducerea unui sistem de recuperare a căldurii din gazele fierbinți dacă $n < 3$ ani.

4.10.3. Recuperarea căldurii din apele tehnologice

4.10.3.1 Recomandări privind recuperarea căldurii din apele tehnologice de răcire

Pentru utilizarea cât mai eficientă a căldurii recuperate din apele tehnologice de răcire se impune:

- cunoașterea parametrilor de exploatare a resursei (temperatură, debit disponibil, regim de funcționare, calitatea apei), în scopul corelării acestora cu necesitățile consumatorului și cu echipamentul stației de recuperare;
- stabilirea unui amplasament judicios al stației de recuperare, în funcție de locul resursei și poziția consumatorilor; de regulă, stația de recuperare se amplasează în vecinătatea gospodăriei de apă recirculată (bazinul de colectare a apei calde), întrucât debitele din rețeaua de apă recirculată sunt mari, aceasta funcționând la ecarturi mai reduse de temperatură decât rețeaua termică a consumatorilor;
- prevederea de surse de adaos (pompe de căldură pentru ridicarea potențialului termic al apelor tehnologice cu temperaturi scăzute);
- găsirea celor mai indicate modalități de racordare a stației de recuperare la sursa de căldură recuperată în funcție de:
  - presiunea disponibilă (în cazul în care parametrii pompelor din gospodăria de recirculare sunt insuficienți pentru alimentarea, în paralel, și a stației de recuperare, se prevăd pompe speciale având debitul și presiunea corespunzătoare alimentării atât a stației cât și a pompelor de căldură);
  - natura apelor (în situația unor ape convențional curate - fără uleiuri sau grăsimi, neagresive etc. - pompele de căldură pot extrage direct căldura din acestea; în caz contrar se prevăd circuite intermediare de protecție);
  - temperatura apelor (din apele cu temperatura de peste 35 °C căldura se recuperează, într-o primă treaptă, cu schimbătoare de căldură, în treapta a 2-a cu pompe de căldură înseriate);
- utilizarea în măsură cât mai mare a energiei disponibile a resursei, prin:
  - răcirea cu un ecart de temperatură cât mai ridicat a apei tehnologice (realizarea de scheme cu înserierea pompelor de căldură; utilizarea unor trepte cu transfer direct de căldură);
  - durată anuală de funcționare cât mai mare (alimentarea instalațiilor de încălzire cu parametrii reduși de temperatură, de exemplu t_d/t_i = 90...70/40 °C; folosirea unor scheme de încălzire pentru perioada de vârf și funcționarea pompelor de căldură în regim de bază; satisfacerea cu prioritate a necesităților de apă caldă de consum).

4.10.3.2 Caracteristicile sursei și componența sistemului

O pondere însemnată în recuperările de căldură din procesele industriale revine apelor tehnologice recirculate de la răcirea utilajelor.

Caracteristicile acestor ape, care prezintă interes pentru procesul de recuperare a căldurii sunt: temperatura, debitul, compoziția și regimul de furnizare.

Domeniile uzuale de variație a acestor parametri sunt:

- temperatura: 25...40 °C;
- debitul: 10...300 m³/h;
- compoziția: ape convențional curate; ape impurificate cu uleiuri și grăsimi;
- regimul de furnizare: în general, continuu.

Nivelul de temperatură al sursei fiind mai coborât decât al utilizatorului, valorificarea resursei se face cu ajutorul pompelor de căldură (cel mai adesea sunt folosite pompele de căldură cu compresie mecanică, de tip apă-apă; caracteristicile acestor echipamente sunt prezentate în capitolul 4.6).

Sursa termică este localizată la gospodăria de ape tehnologice de răcire

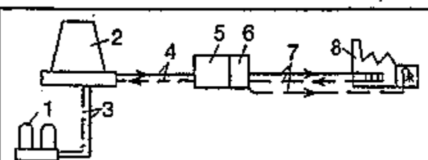


Fig. 4.10.13. Sistem de alimentare cu căldură recuperată din apele tehnologice de răcire:
1 - utilaje tehnologice răcite; 2 - gospodăria apelor tehnologice de răcire; 3 - rețea de apă recirculată de la utilaje; 4 - rețea de apă recirculată de la stația pompelor de căldură; 5 - stația pompelor de căldură; 6 - sursă termică auxiliară; 7 - rețea termică exterioară pentru alimentarea consumatorilor de căldură recuperată; 8 - consumator.

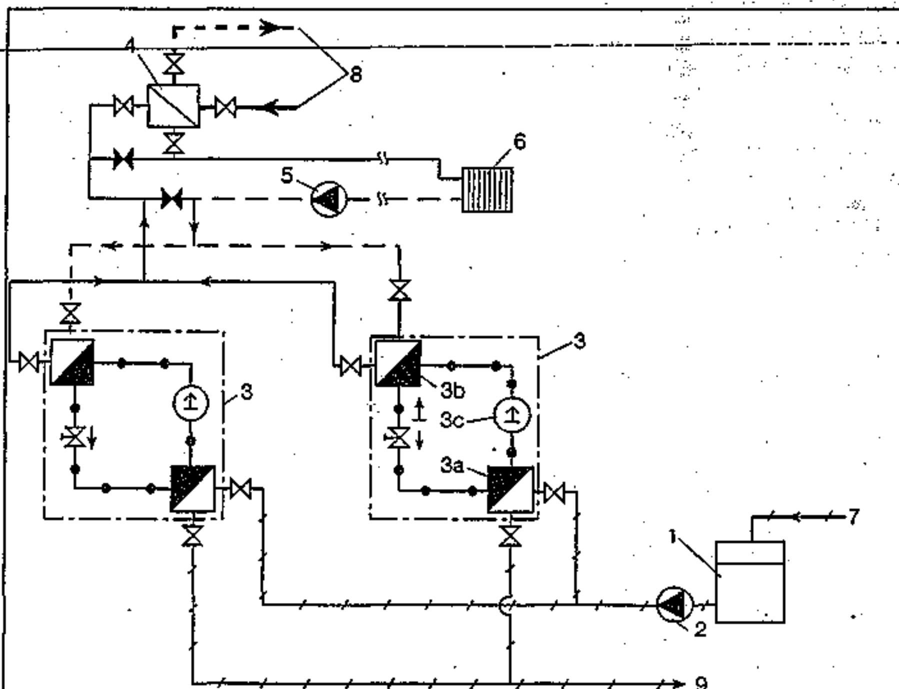


Fig. 4.10.14. Instalație de încălzire cu recuperarea căldurii prin pompe de căldură cu compresie; racordare directă a pompei de căldură:
1 - rezervor apă tehnologică; 2 - pompă de circulație apă tehnologică; 3 - pompă de căldură cu compresie; 3a - vaporizator; 3b - condensator; 3c - compresor; 4 - schimbătorul de căldură al sursei auxiliare; 5 - pompă de circulație; 6 - consumator de încălzire; 7 - apă recirculată de la răcirea utilajelor; 8 - la și de la centrala termică de vârf; 9 - la gospodăria de apă recirculată.

conductă apă tehnologică
conductă încălzire ducere
conductă încălzire întoarcere
conducte agent termic de la centrala termică de vârf (apă caldă sau apă fierbinte)
circuitul de agent frigorific al pompei de căldură

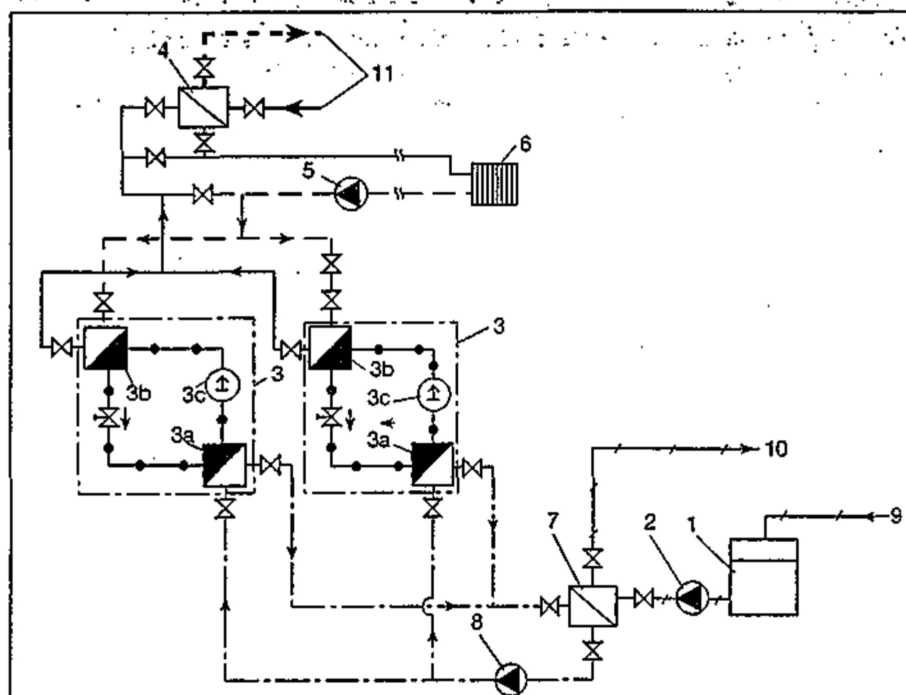


Fig. 4.10.15. Instalaţie de încălzire cu recuperarea căldurii prin pompe de căldură cu compresie; racordare indirectă a pompei de căldură; racordare directă a pompei de căldură:
1 - 6 - şi semnele convenţionale de conducte, au semnificaţia de la fig. 4.10.14; 7 - schimbător de căldură intermediar; 8 - pompă de circulaţie agent intermediar; 9 - apă recirculată de la răcirea utilajelor; 10 - la gospodăria de apă recirculată; 11 - la şi de la centrala termică de vârf.
------ conductă circuit intermediar (apă)

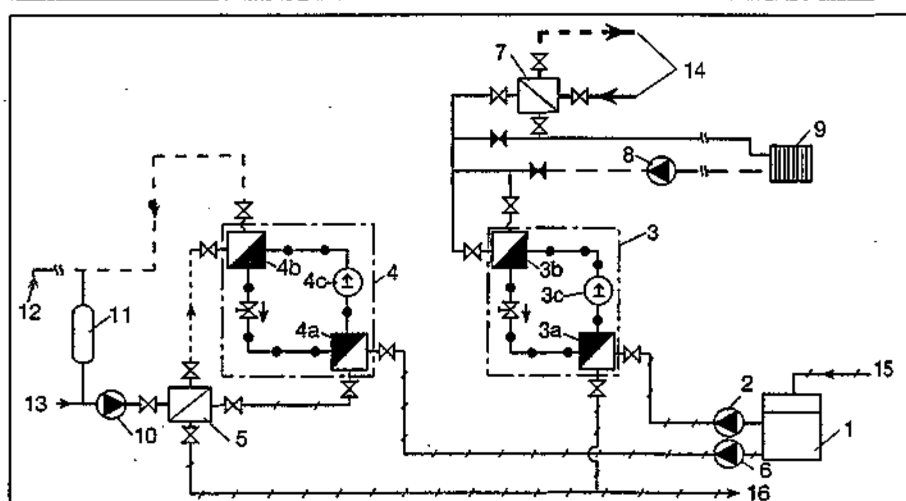


Fig. 4.10.16. Instalaţie de încălzire şi de preparare a apei calde de consum cu recuperarea căldurii prin pompe de căldură cu compresie; racordare directă a pompei de căldură:
1 - rezervor apă tehnologică; 2 - pompă de circulaţie apă tehnologică pentru încălzire; 3 - pompă de căldură cu compresie pentru încălzire; 3a - vaporizator; 3b - condensator; 3c - compresor; 4 - pompă de căldură cu compresie pentru apă caldă de consum; 4a - vaporizator; 4b - condensator; 4c - compresor; 5 - schimbător de căldură pentru preîncălzire; 6 - pompă circulaţie apă tehnologică pentru preparare apă caldă de consum; 7 - schimbător de căldură al sursei auxiliare; 8 - pompă circulaţie încălzire; 9 - consumator de încălzire; 10 - pompă circulaţie apă caldă de consum; 11 - rezervor de acumulare; 12 - consumator de apă caldă de consum; 13 - de la reţeaua de apă rece; 14 - la şi de la centrala termică de vârf; 15 - apă recirculată de la răcirea utilajelor; 16 - la gospodăria de apă recirculată; semnele convenţionale au semnificaţia de la fig. 4.10.14.
.... conductă circuit apă caldă de consum.

care cuprinde bazinul de colectare apă caldă, turnurile de răcire şi bazinul de apă răcită.

Consumatorii de căldură sunt clădirile de producţie sau anexele sociale (din cadrul incintei industriale, care au necesităţi de încălzire şi de apă caldă de consum).

Principalele componente ale sistemului de alimentare cu căldură recuperată sunt următoarele (fig. 4.10.13): utilajele de la care se preia căldura; gospodăria de ape tehnologice de răcire; reţeaua de ape recirculate; staţia de pompe de căldură; sursa termică auxiliară, cuplată cu staţia de pompe de căldură; reţelele termice exterioare; instalaţiile interioare de încălzire şi de preparare apă caldă de consum.

Ca sursă termică auxiliară poate fi adoptat, fie un cazan de apă caldă sau apă fierbinte, fie un schimbător de căldură racordat la reţeaua termică.

4.10.3.3 Scheme funcţionale

Schemele funcţionale adoptate pentru recuperarea căldurii din apele tehnologice de răcire se diferenţiază în funcţie de:

- natura consumului: încălzire, încălzire şi apă caldă de consum;
- calitatea apei din care se recuperează căldura; se pot realiza instalaţii cu racordare directă sau indirectă a pompei de căldură;
- tipul sursei auxiliare: schimbător de căldură, racordat la reţeaua termică din incintă sau cazan de încălzire.

O schemă de recuperare a căldurii cu pompe de căldură cu compresie pentru alimentarea unui consumator de încălzire este prezentată în figura 4.10.14.

Circuitul resursei care alimentează vaporizatorul pompei de căldură este următorul: rezervor de colectare apă caldă provenită de la răcirea utilajelor - pompă de circulaţie - vaporizator - gospodărie de apă recirculată. Căldura preluată de la apa tehnologică este transferată prin intermediul condensatorului agentului termic de întoarcere din instalaţia de încălzire. Agentul termic este reîncălzit, dacă este necesar, în schimbătorul de căldură al sursei auxiliare până la nivelul temperaturii de ducere solicitată de consumator.

Se asigură astfel, recuperând o parte din căldura apei tehnologice cu ajutorul pompelor de căldură, necesarul de căldură la consumatori pe o perioadă cât mai lungă, iar vârfurile de consum sunt acoperite cu ajutorul sursei auxiliare.

În cazul în care există pericol de impurificare a apei tehnologice de răcire, ca măsură de protecţie a pompei de căldură, se prevede un circuit intermediar compus dintr-un schimbător de

căldură, pompă de circulație, conductele și armăturile aferente (fig. 4.10.15).

În situația în care consumatorul de căldură solicită și apă caldă de consum, se prevede o pompă de căldură pentru prepararea apei calde de consum (fig. 4.10.16).

Pompa de căldură pentru apă caldă de consum preia căldura din apa tehnologică la vaporizator, pe un circuit în paralel cu cel al pompei de căldură pentru încălzire. După ieșirea din vaporizator, apa tehnologică este trecută printr-un schimbător de căldură (schimbătorul de preîncălzire a apei reci) unde se răcește suplimentar pe seama apei din rețeaua de alimentare.

Apa caldă de consum, care se prepară într-o schemă clasică cu acumulare, folosește ca surse de căldură schimbătorul de preîncălzire și condensatorul pompei de căldură, pe care le parcurge în serie. Cum temperatura de preparare a apei calde de consum se situează la un nivel relativ redus (40...60 °C), nu mai este necesară prevederea unei surse auxiliare pentru acest consum.

Modul în care pot acoperi pompele de căldură (de încălzire și de apă caldă de consum), necesarul de căldură al unui consumator industrial este ilustrat în diagrama din figura 4.10.17.

4.10.3.4 Dimensionarea instalațiilor de recuperare a căldurii

Pentru dimensionarea instalațiilor sunt necesare o serie de date referitoare la sursă și la consumator.

Datele referitoare la sursă (apa tehnologică din care se recuperează căldura) se referă la: temperatura apei; calitatea apei; debitul nominal și debitul minim; disponibilitatea sursei, ca loc și timp (ore/zi, zile/an).

Datele referitoare la consumator se referă la: distanța față de sursă; sarcina termică orară de încălzire; sarcina anuală de încălzire; sarcinile termice pentru alte consumuri (preparare apă caldă de consum, consumuri tehnologice); parametrii nominali de temperatură ai agentului termic din instalația de încălzire; regimul de funcționare a consumatorilor.

În cazul utilizării căldurii recuperate din apele tehnologice pentru încălzire este necesar să se pună de acord regimul de furnizare a căldurii recuperate cu sarcina termică de încălzire a consumatorului. Soluția constă în prevederea unei surse auxiliare (ex: un schimbător de căldură racordat la rețeaua termică din incintă), care să preia vârfurile de consum. Pentru restul perioadei de încălzire, necesarul de căldură este asigurat de instalația compusă din rezervorul de apă tehnologică, pompa de căldură și echipamentul necesar (diagrama din fig. 4.10.17).

Din considerente economice și funcționale, dictate de necesitatea ca pompele de căldură să funcționeze cu eficiență maximă, se recomandă ca puterea termică a pompelor de căldură să asigure 20...40 % din sarcina termică de încălzire de vârf. În aceste condiții se poate realiza o acoperire, cu căldură recuperată, de 50 ... 80 %, a sarcinii anuale de încălzire.

De asemenea, utilizarea de parametri nominali de temperatură reduși: 95/45 sau 70/40 °C, la instalațiile de încălzire, favorizează creșterea aportului de căldură recuperată.

Etapele necesare pentru dimensionarea unei instalații de recuperare a căldurii din apele tehnologice prevăzută cu pompă de căldură cu acoperire sunt următoarele:

a. Cunoașterea datelor inițiale de calcul:

t_r - temperatura apei tehnologice [°C];
D_r - debitul de apă tehnologică [m³/h];
Q_i - sarcina termică orară de încălzire la vârf [W];
t_d, t_i - temperatura nominală de ducere, respectiv, de întoarcere a agentului termic din instalația de încălzire [°C];
T_d, T_i - temperatura nominală de ducere, respectiv, de întoarcere a agentului termic primar (la schimbătorul sursei auxiliare) [°C].

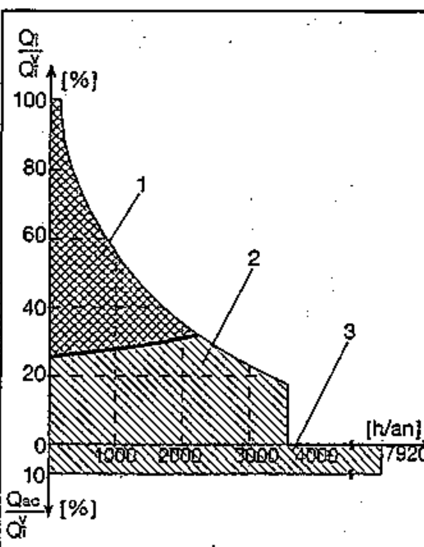


Fig. 4.10.17. Diagrama curbei clasate anuale a necesarului orar de căldură pentru un consumator industrial:
1 - necesarul anual de căldură pentru încălzire acoperit de sursa auxiliară (centrala termică de vârf); 2 - necesarul anual de căldură pentru încălzire acoperit prin recuperare de căldură (stația de pompe de căldură); 3 - necesarul anual de căldură pentru apa caldă de consum acoperit prin recuperare de căldură (stația de pompe de căldură).

b. Alegerea tipului de pompă de căldură și stabilirea parametrilor regimului de funcționare (schema de calcul din fig. 4.10.18), și anume:

- *date de intrare (la vaporizator și condensator):*

$t_{iv} = t_r$, temperatura de intrare în vaporizator [°C];
$D_v = D_r$, debitul de apă la vaporizator [m³/h];
$t_{ik} = t_i$, temperatura de intrare în condensator [°C];

$D_k = \dfrac{Q_i^v \cdot 10^3}{c \cdot (t_d - t_i)}$, debitul de apă la condensator [m³/h].

- *date de ieșire (parametri rezultați din regimul de funcționare al pompei de căldură):*

t_{ev} - temperatura la ieșirea din vaporizator [°C];
Q_v - debitul de căldură la vaporizator [W];
t_{ek} - temperatura la ieșirea din condensator [°C];
Q_k - debitul de căldură la condensator [W];
N - puterea electrică absorbită de pompa de căldură [kW];
ΔH_v, ΔH_k - pierderea de sarcină la vaporizator, respectiv, la condensator [Pa].

c. Calculul cotei de participare la vârf a pompei de căldură:

$$\alpha_{pc}^v = \frac{t_{ek} - t_i}{t_d - t_i} \quad [\%]$$

d. Determinarea numărului de pompe de căldură necesare:

$$n_{pc} = \frac{\alpha_{pc}^v \cdot Q_i^v}{Q_k}$$

e. Stabilirea debitului nominal de căldură al sursei auxiliare Q_{SCH} și dimensionarea schimbătorului de căldură:

$$Q_{SCH} = \left(1 - \frac{\alpha_{pc}^v}{100}\right) \cdot Q_i^v \quad [W].$$

f. Dimensionarea pompelor de

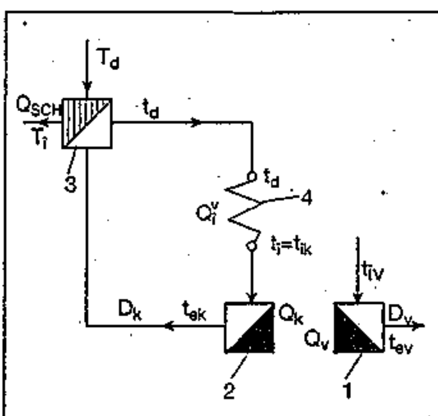


Fig. 4.10.18. Schema de calcul pentru dimensionarea instalației de recuperare a căldurii cu pompă de căldură:
1 - vaporizatorul pompei de căldură; 2 - condensatorul pompei de căldură; 3 - schimbătorul de căldură al sursei auxiliare; 4 - consumatorul de încălzire.

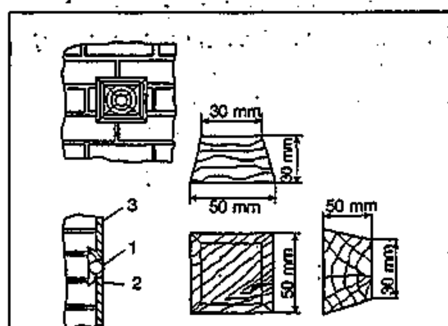


Fig. 4.11.1. Dibluri din lemn:
1 - diblu; 2 - pastă din ipsos; 3 - tencuială

circulaţie pentru agentul termic de încălzire (debitul D_k) şi pentru apa recirculată (debitul D_v).

g. Dimensionarea celorlalte echipamente din staţia de recuperare (sistemul de expansiune, conducte, armături etc).

h. Dimensionarea instalaţiilor interioare de încălzire şi a reţelelor termice exterioare.

4.10.3.5 Indicatori energetici şi economici

Recuperarea căldurii din apele tehnologice realizează economie de combustibil şi reduce costul căldurii livrate comparativ cu alimentarea cu căldură de la o centrală termică. Necesitatea unor investiţii suplimentare impune ca în aprecierea oportunităţii aplicării soluţiei să se utilizeze aceiaşi indicatori ca şi în cazul recuperării căldurii din gazele de ardere (§ 4.10.2.) şi anume: investiţia specifică aferentă economiei nete de combustibil i_c [lei/tcc] şi durata de recuperare a cheltuielilor de investiţie din economiile la costul căldurii n [ani].

La calculul economiei nete de combustibil care intră în componenţa lui i_c se acordă o mare atenţie consumurilor de energie electrică ale pompelor de căldură, urmărindu-se ca acestea să funcţioneze în regimuri cu eficienţă ridicată.

De regulă, este oportună introducerea unui sistem de recuperare a căldurii cu pompe de căldură, din apele tehnologice de răcire, dacă durata de recuperare a cheltuielilor de investiţie din economiile la costul căldurii este $n \leq 6$ ani.

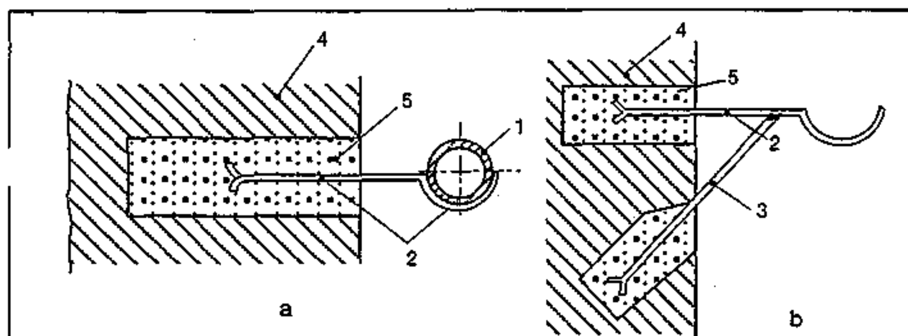


Fig. 4.11.2. Console simple pentru susţinerea conductelor orizontale:
a - pentru conducte cu diametrul sub 2";
b - pentru conducte cu diametrul peste 2";
1 - conductă orizontală; 2 - consolă din metal; 3 - contrafişe; 4 - zidărie; 5 - mortar din ciment

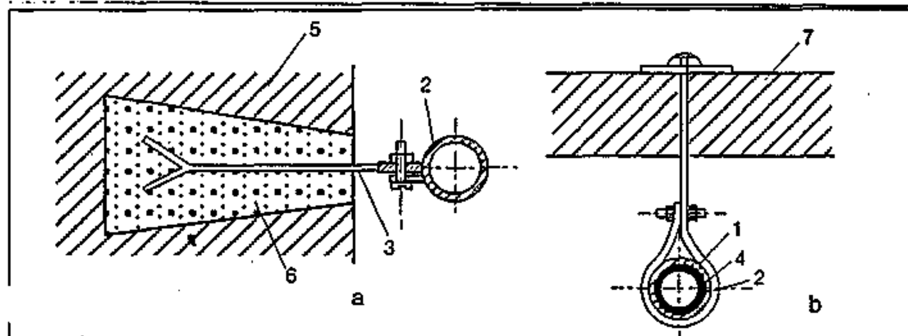


Fig. 4.11.3. Brăţări pentru susţinerea conductelor verticale şi a celor plasate la plafon:
a - conducte verticale; b - conducte la plafon;
1 - conductă; 2 - brăţară; 3 - consolă; 4 - termoizolaţie; 5 - zidărie; 6 - mortar din ciment; 7 - planşeu.

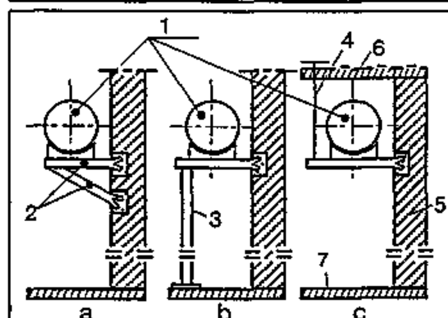


Fig. 4.11.4. Montarea boilerelor orizontale:
a - consolă întărită; b - consolă sprijinită pe pardoseală; c - consolă susţinută de planşeu;
1 - rezervor; 2 - consolă; 3 - suport; 4 - tirant; 5 - perete; 6 - planşeu; 7 - pardoseală.

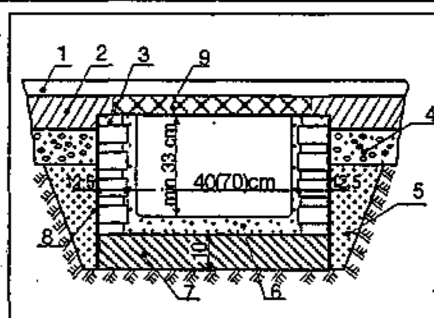


Fig. 4.11.5. Secţiune transversală printr-un canal sub pardoseală:
1 - pardoseală; 2 - beton slab armat; 3 - mortar de completare; 4 - strat de pietriş; 5 - umplutură din pământ; 6 - mortar din ciment sclivisit; 7 - talpa canalului; 8 - hidroizolaţie; 9 - placă prefabricată 80x50x5.

4.11. Conexiunea instalaţiilor şi echipamentelor cu structură de rezistenţă

Din etapa de proiectare, conexiunile, respectiv, legăturile sau ancorajele, trebuie să fie proiectate încât să nu constituie puncte slabe sau vulnerabile ale ansamblului format din instalaţii - echipamente şi structura de rezistenţă.

4.11.1. Piese şi subansambluri speciale de susţinere şi prindere

Montarea în poziţia de funcţionare a unor elemente de instalaţii, conducte, aparate etc., necesită susţinerea sau ancorarea lor de elementele structurii de rezistenţă a clădirii, prin intermediul unor piese, elemente sau subansambluri speciale, ca de exemplu: bolţuri, dibluri, console, brăţări, tiranţi, contravântuiri etc.

Bolţurile se folosesc pentru fixarea unor elemente de instalaţii cu solicitări medii sau mari; ele au, în mod obişnuit, diametrele de 4, 6, 8, 10 mm şi sunt cu sau fără filet la capătul liber. Lungimea părţii implantate în suport este: până la 15 mm în metal, 20....25 mm, în beton şi 40...50 mm, în zidăria de cărămidă.

Diblurile sunt piese confecţionate din lemn de esenţă tare, având formatul unui trunchi de piramidă cu baza pătrată şi se fixează în pereţi sau în planşee, în goluri executat, în prealabil, cu ajutorul unei paste de ipsos (fig. 4.11.1).

Piesele metalice de susţinere sunt folosite sub formă de brăţări, tiranţi

etc. pentru:

- conducte cu diametre mici cu trasee orizontale: se folosesc console simple (fig. 4.11.2a) confecționate din profiluri metalice în formă de T sau I fixate în perete cu ajutorul mortarului de ciment;
- conducte cu diametre mai mari (2"...4"): se folosesc console întărite, console cu contrafișe sau contravântuiri (fig. 4.11.2b) executate din profile I, solidarizate între ele prin sudură. Fixarea în perete se realizează cu mortar din ciment;
- conducte montate vertical: se folosesc brățările (fig. 4.11.3a);
- fixarea conductelor de planșee: se folosesc brățări (fig. 4.11.3b) cârlige de ancorare sau alte tipuri de piese metalice;
- montarea rezervoarelor: se face în funcție de tipul și mărimea acestora, de spațiul disponibil și instalațiile aferente, cu ajutorul consolelor întărite (fig. 4.11.4), console cu descărcare la placa planșeului sau console suspendate de placa planșeului superior, prin intermediul unor tiranți metalici.

4.11.2. Canale tehnice

Canalele din interiorul clădirilor se pot executa, în funcție de dimensiuni, material și cerințele funcționale, sub pardoseală sau în pardoseală.

Canalele sub pardoseli nevizitabile au cota elementelor de acoperire sub cea a pardoselii finite. Se execută, de regulă, cu pereți din cărămidă plină presată și se acoperă cu plăci (capace) prefabricate (fig. 4.11.5). Conductele se reazemă pe suporturi din oțel beton cu ϕ16 mm încastrate în talpa canalului (fig. 4.11.6 a) montate la o distanță de 2 m sau pe suporți din țevi cu ϕ12 mm, montate la 2 m distanță sudate de agrafe din oțel beton așezate pe pereții canalului (fig. 4.11.6b).

Canalele din pardoseli (vizitabile) au cota elementelor de acoperire la cota pardoselii finite. Pereții canalelor se execută din beton și au muchiile superioare îmbrăcate, protejate cu oțel cornier de care se sudează platbande suport pentru capacele canalelor. Capacele se execută, de regulă, din tablă striată (fig. 4.11.7). În anumite situații, cum sunt subsolurile tehnice, halele industriale, spațiile de depozitare etc., se pot executa canale în pardoseală cu acoperire din plăci prefabricate.

4.11.3. Nișe și șlițuri

Nișele permit montarea (corpurilor de încălzire, conductelor etc.) în grosimea peretelui de cărămidă sau beton armat.

În cazul pereților de cărămidă dimensiunile nișelor se modulează după dimensiunile cărămizilor 12,5 cm sau 15 cm. În cazul pereților puternic solicitați se evită amplasarea nișelor în grosimea acestora. În cazul când nu este totuși posibil, în afară de buiandrugii necesari la partea superioară, golul nișei trebuie armat pe contur.

Figura 4.11.8 prezintă o nișă în secțiune verticală și în plan.

Șlițurile

Sunt modalități de montare a unor instalații și echipamente care, ulterior, nu vor fi aparente (de apă, gaze, electrice etc.). Ca și nișele, șlițurile se modulează după dimensionarea cărămizii, respectiv, la 1/4 C sau 1/2 C și se execută odată cu zidăria peretelui.

Modul de dispunere a unui prefabricat cu șliț pe o singură față, montat în zidărie de 1/4 C, este reprezentat în figura 4.11.9.

Varianta prefabricatelor cu șliț pentru zidărie mai groasă și în două variante: cu șliț pe o parte și cu șliț pe ambele părți este prezentată în figura 4.11.10.

4.11.4. Străpungeri în zidărie

Străpungerile sunt goluri realizate în elementele de construcții: fundații, pereți, planșee, elemente de acoperiș etc., în general, pentru trecerea conductelor. Toate aceste modalități constituie accidente pentru elementele de construcții în care sunt practicate. De aceea, pentru fiecare caz în parte este necesar să se realizeze măsuri efective de protecție și asigurare.

4.11.4.1 Străpungeri în fundații

Principalele tipuri de străpungeri se diferențiază după poziția acestora în raport cu nivelul apei freatice. (fig. 4.11.11). La trecerea unei conducte, prin peretele din subsol, se realizează o hidroizolație așezată pe un suport. Prinderea se face cu o flanșă sudată rigid de conductor pe care se racordează hidroizolația. Pentru protecție, se folosesc soluția cu un bloc de beton local și zidăria de protecție a hidroizolației. Mai sunt necesare un manșon din oțel, o flanșă sudată rigid de manșonul

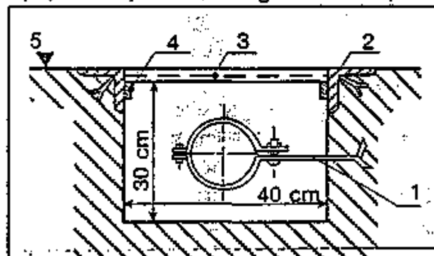


Fig. 4.11.7. Secțiune printr-un canal în pardoseală acoperit cu tablă striată:
1 - consolă; 2 - cornier 40x40x4; 3 - capac din tablă striată; 4 - platbandă 20x4; 5 - nivel pardoseală.

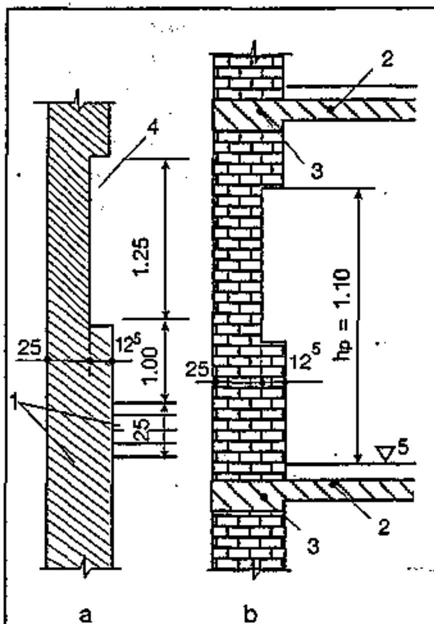


Fig. 4.11.8. Nișe pentru instalații:
a - vedere în plan; b - secțiune verticală
1 - perete; 2 - placa planșeului;
3 - buiandrug; 4 - nișă 1,25x1,00x125 la h_p =110; 5 - nivel pardoseală.

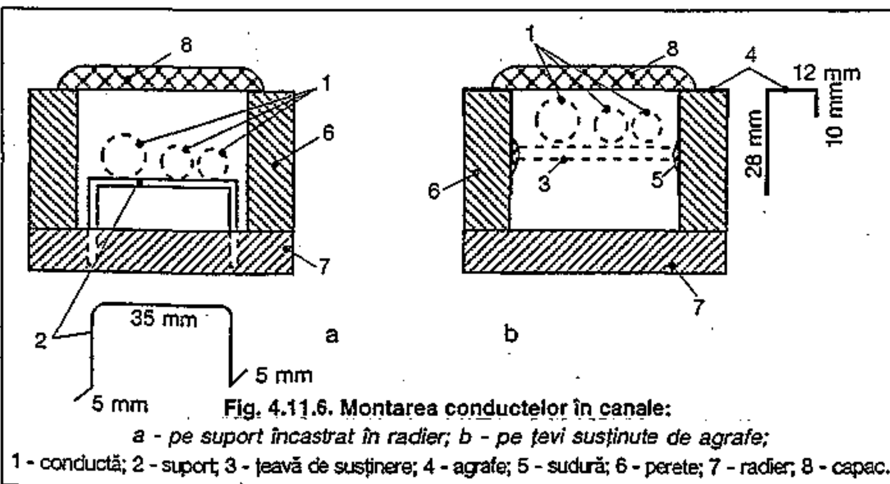


Fig. 4.11.6. Montarea conductelor în canale:
a - pe suport încastrat în radier; b - pe țevi susținute de agrafe;
1 - conductă; 2 - suport; 3 - țeavă de susținere; 4 - agrafe; 5 - sudură; 6 - perete; 7 - radier; 8 - capac.

din oţel pe care se racordează hidroizolaţia.

Străpungerea unui perete de subsol, sub nivelul apelor freatice ,este reprezentată în figura 4.11.12. Este necesar, în acest caz, un zid de protecţie realizat din beton, o flanşă sudată pe conductă, o flanşă mobilă şi butoane de străpungere.

4.11.4.2 Străpungeri în pereţi şi planşee

Trecerea conductelor prin pereţi (fig. 4.11.13), planşee (fig. 4.11.14) se face cu prinderea unor manşoane de protecţie (conducte cu diametrul mai mare decât al conductei instalaţiei), piese de fixare şi elemente de etanşare.

4.11.4.3 Postamente

Sunt elemente de conexiune între instalaţii şi echipamente şi elemente sau subansambluri de construcţii. Ele au rolul de a susţine utilajele şi aparatele fixe sau în mişcare, producătoare de zgomot şi vibraţii.

Realizarea postamentelor depinde de piesele de prindere a utilajelor. Toate datele acestuia care conduc la stabilirea tipului de postament constituie date de temă ca, spre exemplu: gabarite (în plan şi secţiuni verticale); poziţia elementelor de prindere (şuruburi, buloane etc.); adâncimile în masa de beton; regimul static sau dinamic de funcţionare; regimul termic; produse agresive pentru beton şi armături etc. Principalele materiale amortizante folosite la executarea postamentelor sunt: cauciucul, pluta, resoartele, pâsla, plumbul etc.

Schema de principiu a unui postament este prezentată în figura 4.11.1.5.

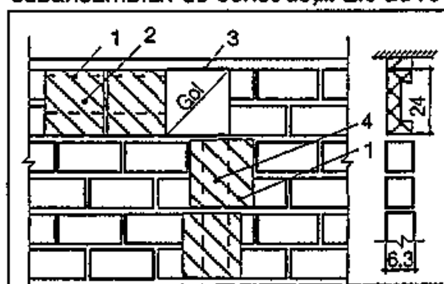


Fig. 4.11.9. Şliţ pentru zidărie de 1/4 C:
1 - prefabricat din beton armat; 2 - şliţ pe o singură faţă; 3 - oţel beton cu ϕ 6 mm; 4 - şliţ vertical înglobat.

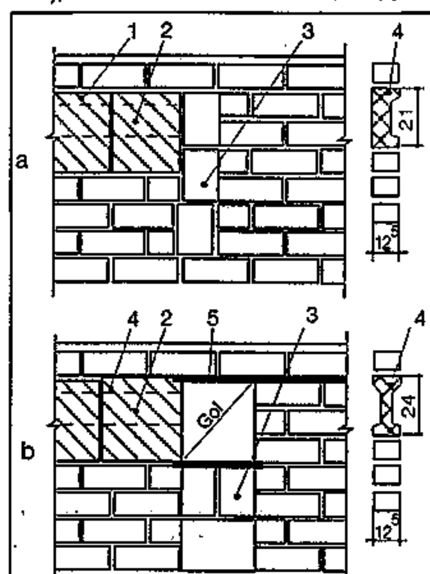


Fig. 4.11.10. Şliţ pentru zidărie de 1/2 C:
a - şliţ pe o singură faţă;
b - şliţ pe ambele feţe;
1 - prefabricat din beton; 2 - şliţ orizontal; 3 - şliţ vertical; 4 - prefabricat din beton armat pe ambele părţi; 5 - oţel beton cu ϕ 6 mm.

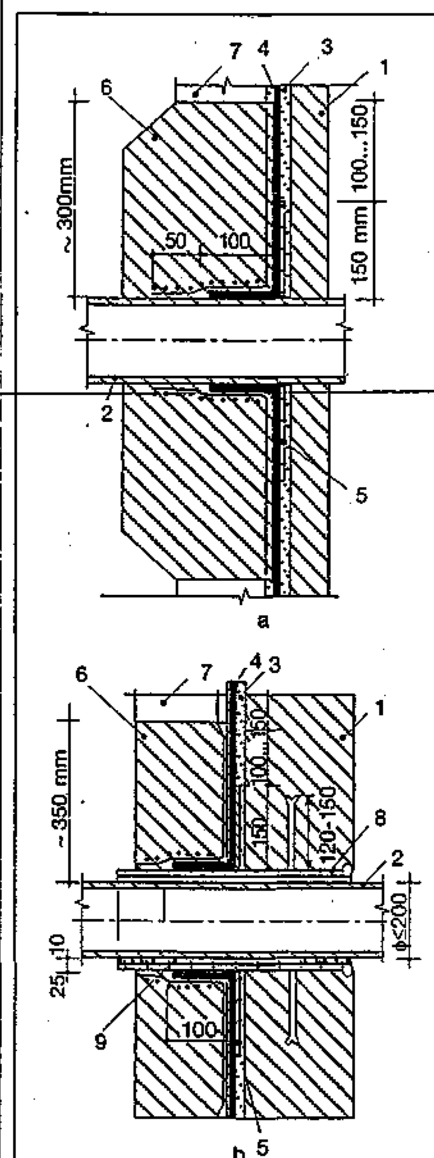


Fig. 4.11.11. Străpungerea unui perete de subsol montat deasupra pânzei freatice:
a - străpungere cu fixare rigidă;
b - străpungere cu fixare elastică;
1 - perete; 2 - conductă; 3 - strat suport; 4 - hidroizolaţie; 5 - flanşă; 6 - bloc din beton; 7 - zidărie de protecţie; 8 - manşon din oţel; 9 - material de umplutură elastic.

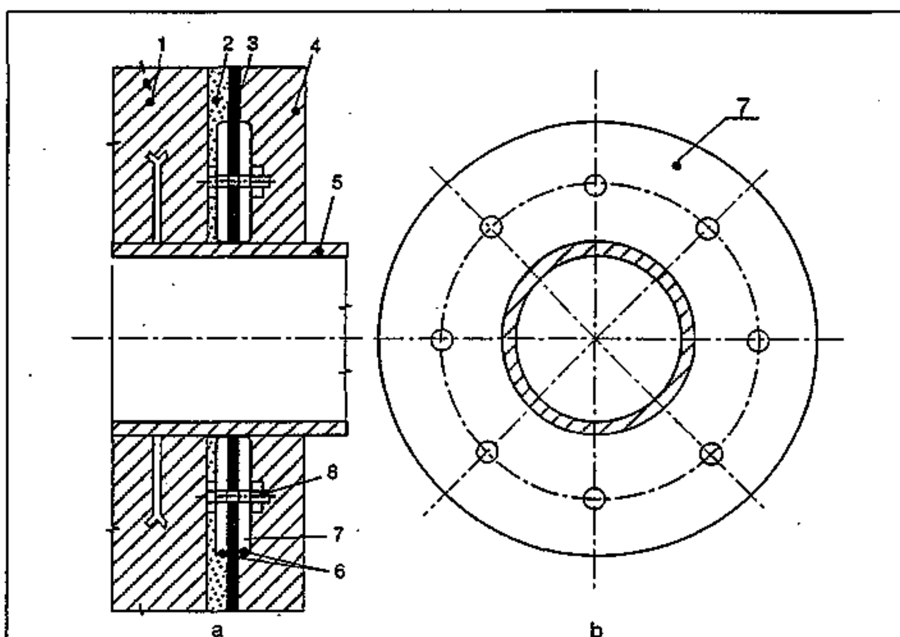


Fig. 4.11.12. Străpungerea unui perete de subsol montat sub nivelul pânzei de apă freatică:
a - secţiune longitudinală; b - secţiune transversală;
1 - perete; 2 - strat; 3 - hidroizolaţie; 4 - beton de protecţie; 5 - conductă; 6 - flanşă sudată; 7 - flanşă mobilă; 8 - bulon de strângere.

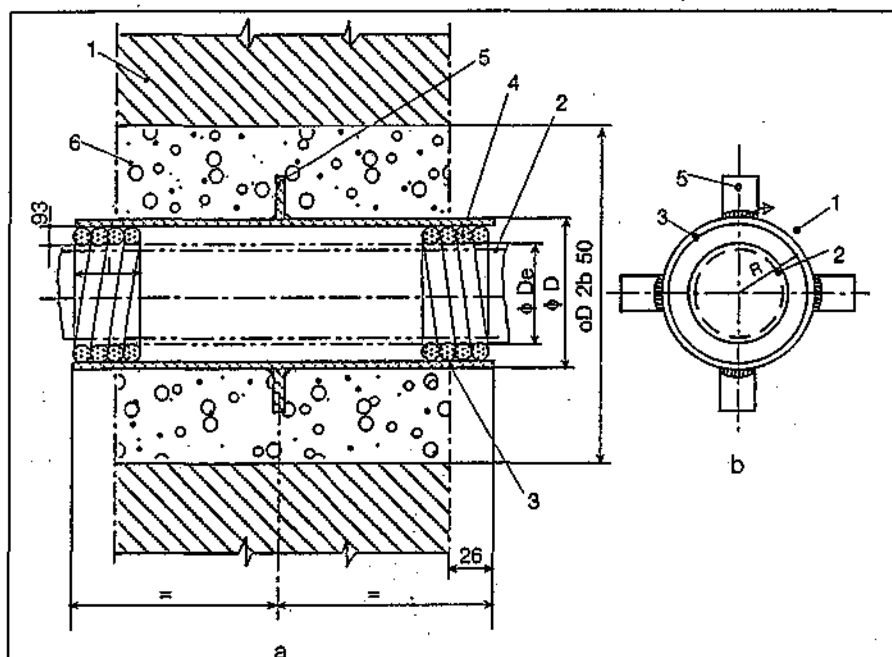


Fig. 4.11.13. Trecerea conductelor prin pereți:
a - secțiune longitudinală; b - secțiune transversală;
1 - perete; 2 - conductă; 3 - manșon de protecție; 4 - etanșare; 5 - piesă de fixare; 6 - mortar din ciment.

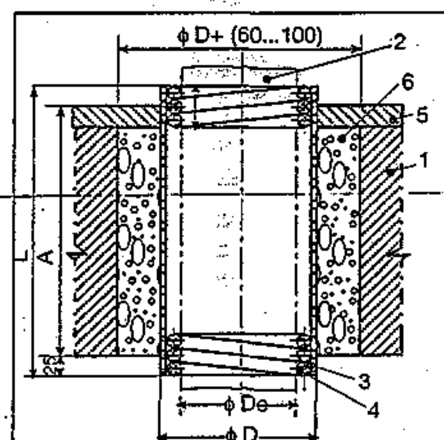


Fig. 4.11.14. Trecerea conductelor prin planșee:
1 - planșeu; 2 - conductă; 3 - manșon de protecție; 4 - etanșare; 5 - pardoseală finită; 6 - mortar din ciment.

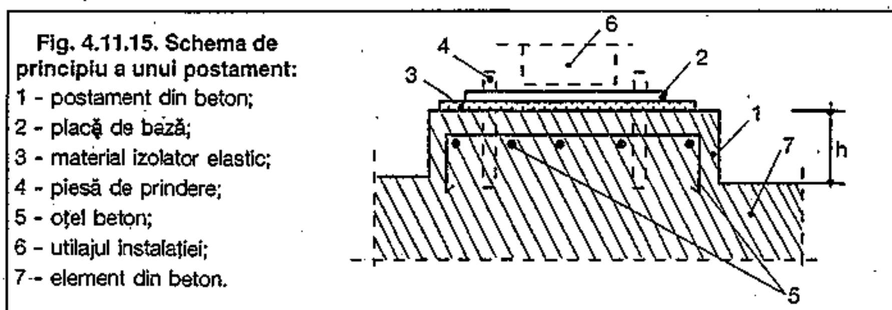
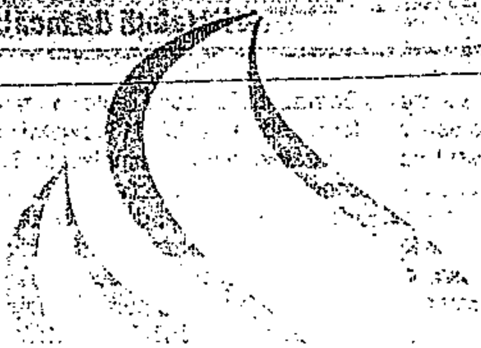


Fig. 4.11.15. Schema de principiu a unui postament:
1 - postament din beton;
2 - placă de bază;
3 - material izolator elastic;
4 - piesă de prindere;
5 - oțel beton;
6 - utilajul instalației;
7 - element din beton.




I. Instalații de încălzire

Capitolul 5
Centrale termice



Centrala termică reprezintă o sursă de căldură bazată pe conversia unei forme oarecare de energie în energie termică, care transportă un purtător de căldură - agent termic și asigură alimentarea centralizată a unor consumatori diverși: instalații de încălzire, de climatizare, de prepararea apei calde de consum, instalații tehnologice etc.

În prezent forma primară de energie cea mai utilizată este de natură chimică și se bazează pe arderea directă a combustibililor fosili (hidrocarburi și cărbuni); a unor combustibili derivați din combustibilii fosili (gazul orășenesc, gazul de furnal) și, într-o măsură mai redusă, pe arderea unor combustibili organici de origine vegetală (lemnul și deșeurile din lemn și alte deșeuri combustibile). Tot de natură chimică sunt și sursele alternative ce vizează arderea biogazului și posibil în viitor a hidrogenului.

În alcătuirea unei centrale termice intră cazanele, pompele, elementele de legătură și de distribuție, gospodăria de combustibil, elementele de evacuare a produselor arderii, instalațiile de automatizare etc.

5.1. Clasificarea centralelor termice

O centrală termică poate fi definită după mai multe criterii, cele mai importante fiind:

- puterea instalată (centrale termice cu puteri mici $Q_{CT} \leq$ 100 kW; cu puteri medii 100 < $Q_{CT} \leq$ 2 000 kW; cu puteri mari Q_{CT} > 2 000 kW);
- natura agentului termic utilizat (apa caldă cu temperatură maximă de 115 °C; abur de presiune joasă, sub 0,7 bar suprapresiune; apa fierbinte cu temperatura peste 115 °C; abur de presiune medie, peste 0,7 bar suprapresiune; fluide tehnologice speciale etc.);
- modul de vehiculare a agentului termic (cu circulație naturală; cu circulație forțată);
- modul de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale (la apa caldă, cu vase de expansiune deschise; cu supape de siguranță și vase de expansiune închise; cu supape de siguranță și vase de expansiune deschise; la abur de presiune joasă, cu dispozitive hidraulice sau cu supape de siguranță);
- natura combustibilului utilizat (combustibil gazos, lichid sau solid);
- modul de exploatare a centralei (automată; cu supraveghere totală sau parțială; manuală);

5.2. Alegerea tipului de centrală termica

Implică cunoașterea datelor care să permită încadrarea în criteriile de mai sus, date cuprinse în caietul de sarcini întocmit conform cerințelor investitorului, cu respectarea strictă a legislației în vigoare. Centralele termice existente trebuie aduse la nivelul exigențelor legislației la data efectuării înlocuirii de echipament, reparațiilor sau a refacerii integrale.

Puterea instalată a centralei termice într-o primă fază (anteproiect) se estimează pe bază de indici dar, în final, se calculează exact conform § 5.3.7.

Agenții termici se stabilesc ținând seama de natura consumatorilor și de economicitatea întregului sistem alcătuit din sursa de căldură, rețelele de transport și instalații interioare. Se recomandă producerea într-o centrală termică a cel mult doi agenți termici, cu prevederea posibilităților de a fi adaptați la necesitățile tuturor consumatorilor de căldură alimentați.

Se recomandă ca vehicularea agentului termic apă caldă să se facă forțat. Circulația naturală (gravitațională) nu este proprie noilor tipuri de cazane și instalațiilor moderne; chiar și în cazul puterilor mici, contrar aparențelor, nu este mai economică, implică dificultăți în alegerea traseului conductelor și dificultăți de ordin estetic din cauza diametrelor mari ale conductelor.

Modul de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale se alege în funcție de posibilitățile de îndeplinire a funcțiunilor de asigurare conform STAS 7132, de particularitățile construcției în care este amplasată centrala termică și, nu în ultimul rând, de considerente economice.

La alegerea tipului de combustibil se ține cont de condițiile ecologice ale zonei în care este amplasată centrala, de posibilitățile de aprovizionare și de costurile de investiție și de exploatare. Se preferă combustibilul gazos, iar în lipsa acestuia, combustibilul lichid. Se pot prevedea și doi combustibili: gaze naturale și combustibil lichid pentru situații în care, în perioadele de consum de vârf, presiunea gazelor în rețelele de transport este insuficientă. Combustibilul solid este admis conform normativului I13 numai pentru centralele termice amplasate în afara zonelor de locuit ținând seama de efectul de poluare, de posibilitățile limitate de automatizare și de dificultățile de transport ale combustibilului și ale cenușei; fac excepție centralele termice cu puteri până la 100 kW pentru care condițiile de amplasare sunt cele menționate pentru combustibilii gazoși sau lichizi.

Modul de exploatare a centralelor termice noi este automat, fără supraveghere permanentă, pentru centralele termice mici și mijlocii (cu excepția celor cu combustibil solid) și cu supraveghere permanentă, pentru cele mari.

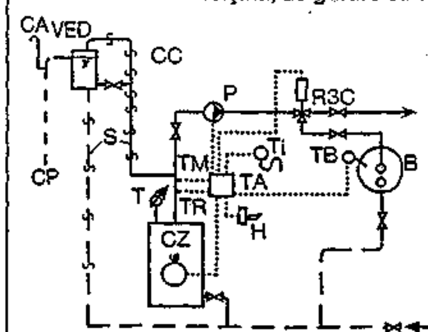
5.3. Centrale termice cu apă caldă

Denumirea este dată, exclusiv, de natura agentului termic preparat: apa caldă cu temperatura până la 115 °C. Categoria cuprinde însă o varietate mare de centrale, în raport cu celelalte criterii de clasificare (modul de vehiculare a apei, modul de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale, natura combustibilului utilizat etc.).

5.3.1. Centrale termice cu puteri mici, până la 100 kW

Sunt destinate cu precădere încălzirii centrale a clădirilor mici (locuințe, ateliere, magazine etc.) Sunt prevăzute cu un singur cazan și asigură, de regulă, și necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum. Sunt oferite pe piață, sub denumirea de microcentrale termice, aparate care într-o carcasă unică cuprind: cazanul, arzătorul, unul sau mai multe vase de expansiune, supape de siguranță, pompe, schimbătorul de căldură pentru prepararea apei calde de consum (instantaneu sau cu acumulare) și sistemul de automatizare, deci aparate care asigură toate funcțiunile unei centrale termice și care trebuie doar a fi racordate la sursa de combustibil, rețeaua electrică,

Fig. 5.3.1. Centrală termică cu un singur cazan, agent termic - apă caldă cu circulație forțată, asigurare cu vas de expansiune deschis:



CZ - cazan; B - boiler; P - pompă; R3C - robinet de reglare cu trei căi; TA - tablou de automatizare; VED - vas de expansiune deschis; S - conductă de siguranță; CA - conductă de legătură cu atmosfera; CP - conductă de preaplin; T - termometru; TM - traductor de temperatură maximă; TR - traductor de temperatură de regim; TB - traductor de temperatură pentru boiler; H - hupă de semnalizare acustică; Ti - traductor de temperatură interioară.

coșul de fum și la instalația interioară a consumatorilor.

Schema unei centrale cu un singur cazan de apă caldă cu temperatura de până la 95 °C, cu circulație forțată, cu asigurare prin vas de expansiune deschis, este prezentată în figura 5.3.1.

Pompa este comună atât pentru circuitul de încălzire cât și pentru cel de preparare a apei calde de consum. Robinetul cu trei căi, acționat direct de sonda imersată în mantaua boilerului, asigură prioritate pentru prepararea apei calde de consum. Cazanul este prevăzut cu un termometru indicator și cu două traductoare de temperatură, unul pentru fixarea temperaturii de regim, al doilea, pentru limitarea temperaturii la o valoare maximă, racordate la un regulator electronic. Temperatura de regim poate fi modificată manual, în funcție de temperatura exterioară, în intervalul 95...65 °C, ultima valoare fiind limita necesară pentru prepararea apei calde de consum. La atingerea valorii prescrise pentru temperatura de regim, arzătorul este oprit, o nouă pornire fiind comandată la coborârea temperaturii cu 4...5 °C. Al doilea traductor blochează arzătorul la tendința de depășire a temperaturii de 95 °C evitând astfel preavaria prin intrarea cazanului în regim de generator de abur. Repunerea în funcțiune a instalației nu se poate face decât manual, după înlăturarea cauzelor blocajului. Scoaterea din funcțiune a arzătorului în acest caz poate fi însoțită de un semnal acustic.

Pompa are o funcționare continuă în intervalul de alimentare cu căldură (poate fi stabilit un program zilnic sau săptămânal, cu ore de funcționare și ore de întrerupere; noaptea, de obicei, se întrerupe).

Schema are limite în privința reglării debitului de căldură pentru încălzire, reglare care urmează a se face prin funcționarea intermitentă și/sau cantitativă, locală prin robinete termostatice.

Dacă centrala termică asigură, exclusiv, încălzirea, schema se simplifică prin lipsa robinetului cu trei căi și a boilerului. Detalii privind sistemul de asigurare sunt date în capitolul 5.3.4.

Schema unei centrale termice, cu un singur cazan, agentul termic fiind tot apa caldă, în varianta de asigurare cu supapă de siguranță și vas de expansiune închis, este prevăzută în figura 5.3.2.

Ambele scheme sunt aplicabile pentru clădiri mici ca: locuințe individuale, școli, dispensare rurale, ateliere, spații comerciale etc.

Schema unei centrale termice care înlătură o parte din neajunsurile semnalate la schemele anterioare este prezentată în figura 5.3.3.

Circuitele pentru încălzire, respectiv pentru boiler sunt prevăzute cu pompe separate. Prin termostatul care controlează temperatura de regim a cazanului se stabilește, manual, o valoare economică între 65 și 95 °C, în funcție de temperatura exterioară. Pompa pentru încălzire este comandată de un termostat de interior plasat în camera cea mai reprezentativă, de exemplu, în camera de zi. Pompa pentru circuitul de preparare a apei calde de consum este comandată de un termostat imersat în mantaua boilerului. Prioritatea pentru prepararea apei calde de consum se poate asigura prin blocarea funcționării pompei de pe circuitul de încălzire la intrarea în funcțiune a pompei pentru alimentarea boilerului.

Automatizarea poate fi completată cu un programator zilnic sau săptămânal prin care se stabilește programul de funcționare a centralei și regimul de temperaturi. Schema este ușor adaptabilă pentru asigurarea cu vas de expansiune deschis și este indicată, de asemenea, pentru clădiri mici din categoriile indicate mai sus.

Schema unei centrale termice cu un singur cazan, cu reglare calitativă a debitului de căldură pentru încălzire, prin amestec cu ajutorul unui robinet cu trei căi, este prevăzută în figura 5.3.4.

Prevăzut cu același tip de automatizare, cazanul funcționează tot timpul cu o temperatură de ducere variabilă, în limite strânse, în jurul valorii stabilite (90...95 °C). Temperatura agentului termic pentru încălzire este automat stabilită în funcție de temperatura exterioară, conform graficului de reglare, (de un regulator specializat), și se obține prin amestecul apei preluate din cazan cu apa din conducta de întoarcere. Pentru circuitul boilerului este prevăzută o pompă cu funcționare intermitentă, comandată de termostatul al cărui traductor este imersat în mantaua boilerului. Automatizarea poate asigura, de asemenea, prioritate pentru prepararea apei calde de consum și poate fi completată cu un programator zilnic sau săptămânal.

Schema este superioară celor anterioare și este recomandată clădirilor mici din categoria locuințelor individuale, dar mai ales pentru clădirile mai mari, de exemplu, vile cu 4...6 apartamente.

Spre exemplificare, în figura 5.3.5 sunt prezentate două minicentrale termice în care, într-o carcasă unică, sunt reunite toate componentele care asigură funcțiunile unei centrale termice. Cazanul poate fi prezentat atât în varianta clasică, cu montare pe pardoseală (fig. 5.3.5 a) cât și în varianta de montare pe perete (cazan mural, fig. 5.3.5 b). În a doua variantă combustibilul este, exclusiv, gazul natural.

Lipsa unei supravegheri continui, caracteristică centralelor termice mici, este suplinită de un sistem de

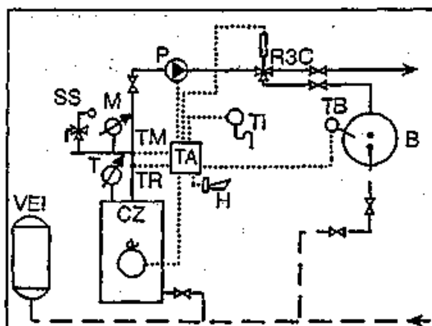


Fig. 5.3.2. Centrală termică cu un singur cazan, agent termic - apă caldă cu circulație forțată, asigurare cu supapă de siguranță și vas de expansiune închis:
CZ; B; P; TA; R3C; T; TM; TR; TB; H; Ti- au semnificația din fig. 5.3.1; VEI - vas de expansiune închis; SS - supapă de siguranță; M - manometru.

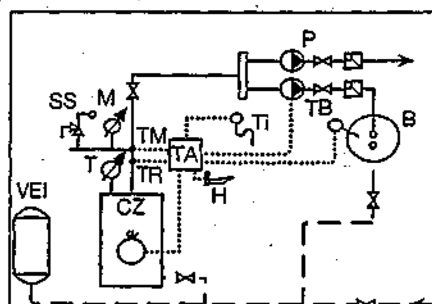


Fig. 5.3.3. Centrală termică cu un singur cazan, agent termic - apă caldă cu pompe de circulație separate pentru încălzire și pentru boiler:
CZ; B; P; TA; VEI; SS; T; TM; Ti; H; TR; TB; M - au semnificația din fig. 5.3.2.

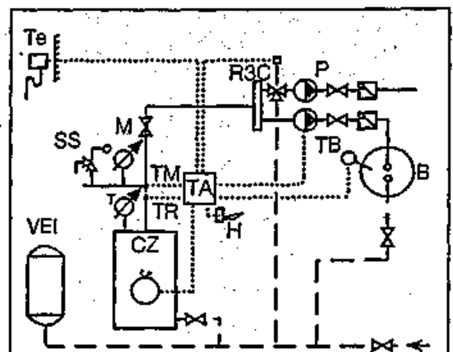


Fig. 5.3.4. Centrală termică cu un singur cazan, agent termic - apă caldă cu circulație forțată, reglare calitativă centrală:
CZ; B; P; TA; VEI; SS; M; TM; TR; T; TB - au semnificația din fig. 5.3.2; R3C - robinet de amestec cu trei căi; Te - traductor de temperatură exterioară.

supraveghere automată a funcționării.

În cazul utilizării combustibililor solizi, posibilitatea supravegherii automate a procesului de ardere este însă foarte limitată. În cazul alimentării intermitente a cazanului cu combustibil, este recomandabil a se prevedea acumulatoare de căldură care să preia variațiile mari de căldură produsă.

Firme specializate în producerea de cazane au realizat progrese mari în domeniu (prin fluidizarea patului combustibil solid). Apariția pe piață a unor cazane cu combustibil solid este necesar a fi însoțită de scheme tehnologice și de instrucțiuni de montare și de exploatare corespunzătoare.

5.3.2. Centrale termice cu puteri medii, între 100 și 2 000 kW

Creșterea puterii instalate a centralei termice ridică probleme noi de care este necesar a se ține seama în alcătuirea schemei tehnologice. Astfel: pentru mărirea siguranței în funcționare, Normativul I 13 recomandă, pentru centrale termice cu puteri între 100 și 2 000 kW, prevederea a minimum două cazane. Acestea pot funcționa simultan sau pe rând ceea ce implică necesitatea izolării hidraulice a fiecărui cazan, respectiv, reactivarea lui în condiții de asigurare deplină împotriva suprapresiunilor accidentale. Circulația naturală este exclusă în cazul centralelor termice de putere medie sau mare. Pe de altă parte, cazanele moderne, caracterizate prin valori mari ale fluxului termic unitar transferat de la gazele de ardere la agentul termic, trebuie protejate împotriva supraîncălzirii și a șocului termic prin asigurarea unei circulații de cel puțin 33 % din debitul nominal de agent termic. De asemenea, intrarea cazanelor în regim normal de temperatură trebuie să se facă rapid pentru a scurta perioada de condensare a gazelor pe suprafața de schimb de căldură și a reduce astfel fenomenul de coroziune.

O dată cu creșterea puterii instalate poate crește numărul și diversitatea consumatorilor cărora este necesar să li se asigure simultan condițiile optime de funcționare (temperaturi diferite ale agentului termic, grafice de reglare calitativă diferite, program de funcționare diferit).

Schema unei centrale termice clasice, cu două cazane, cu asigurarea prin vas de expansiune deschis este prezentată în figura 5.3.6.

Avantajul simplității instalației este minor în raport cu dezavantajele funcționale: dificultăți în asigurarea funcționării în condiții optime și independente a tuturor consumatorilor, funcționarea cu sarcină variabilă a centralei termice prin scoaterea din funcțiune a unui cazan implică manevra vanelor cazanelor, în caz contrar, agentul termic circulă și prin cazanul neizolat hidraulic, transformat în consumator; numărul mare de conducte de siguranță; la închiderea unui cazan, întregul debit circulă prin cazanul rămas în funcțiune modificându-se astfel regimul hidraulic al instalației; dificultăți majore și limite în automatizarea instalației și altele. Schema nu poate fi utilizată pentru o centrală termică cu mai mult de două cazane din cauza creșterii prea mari a numărului conductelor de siguranță.

STAS 7132 indică și posibilitatea asigurării prin conducte de siguranță comune, prin folosirea unor robinete cu

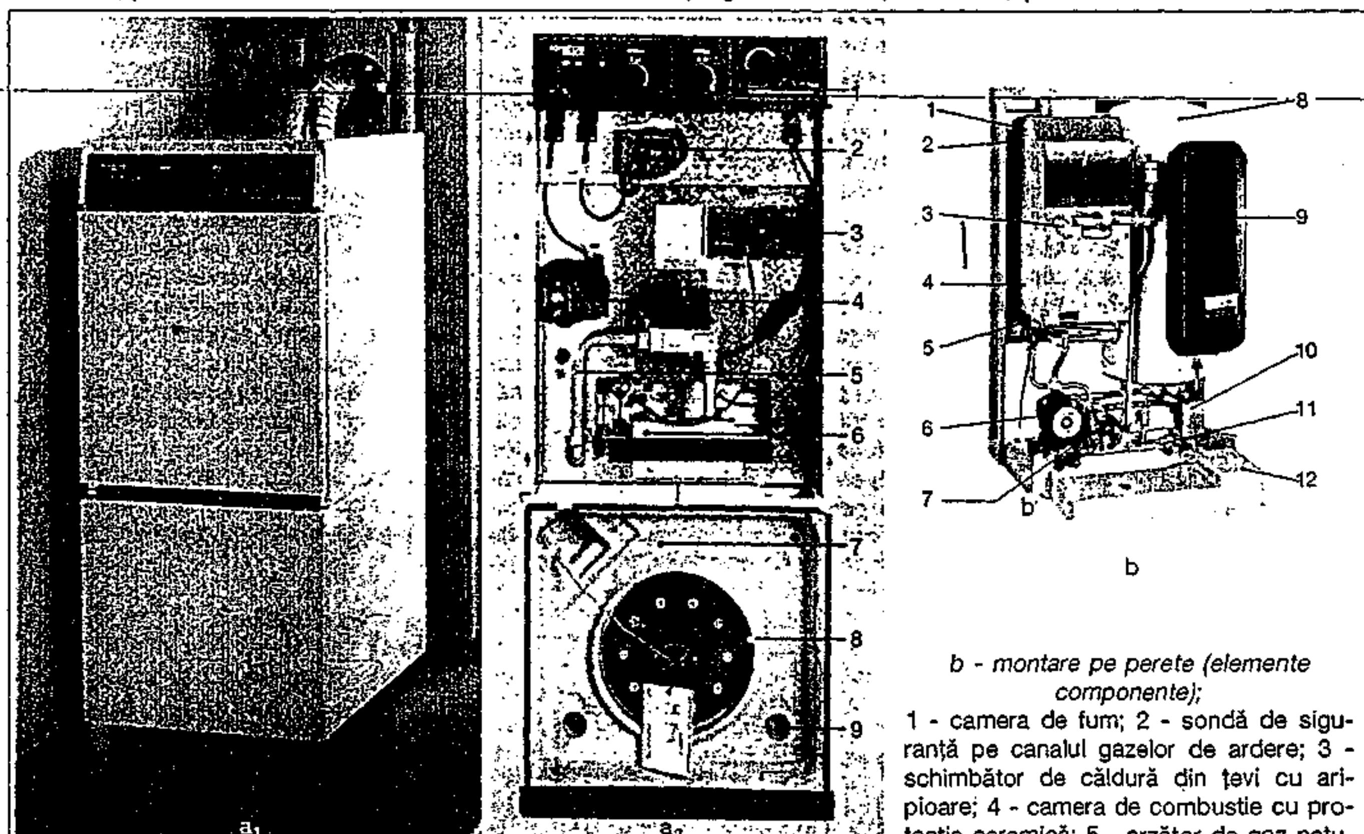


Fig. 5.3.5. Microcentrală termică:
a - montare pe pardoseală (a_1 - vedere generală; a_2 - elemente componente);
1 - tablou de automatizare și comandă; 2 - pompă de circulație pentru circuitul de încălzire; 3 - automatul pentru reglarea gazului combustibil; 4 - pompa de circulație pentru circuitul boilerului; 5 - conducta de gaz combustibil; 6 - arzător atmosferic din oțel inoxidabil; 7 - schimbător de căldură cu acumulare; 8 - protecție anticorosivă cu anod de magneziu; 9 - izolare termică cu spumă poliuretanică;

b - montare pe perete (elemente componente);
1 - camera de fum; 2 - sondă de siguranță pe canalul gazelor de ardere; 3 - schimbător de căldură din țevi cu aripioare; 4 - camera de combustie cu protecție ceramică; 5 - arzător de gaz natural silențios; 6 - pompă de circulație a agentului termic; 7 - automat pentru reglarea gazului natural; 8 - schimbător de căldură cu acumulare; 9 - vas de expansiune închis; 10 - automat pentru accesul apei de consum; 11 - grup robinet de închidere și manometru; 12 - tablou de comandă și automatizare.

trei căi (fig. 5.3.15).

Vehicularea agentului termic se poate face cu pompe unice pentru toți consumatorii sau, preferabil, cu pompe de conductă pe fiecare circuit (fig. 5.3.6). Reglarea debitului de căldură se poate face calitativ prin amestec în robinete cu trei căi sau, cantitativ, local.

Schema tehnologică pentru aceeași centrală termică asigurată cu supape de siguranță și vas de expansiune închis este reprezentată în figura 5.3.7.

Schema este mai simplă, comparativ cu precedenta, iar lipsa conductelor de siguranță face posibilă folosirea ei pentru un număr mai mare de cazane. Există însă dezavantajul necesității unor manevre de închidere-deschidere a vanelor, pentru izolarea sau reactivarea unor cazane, ca și dezavantajul limitării posibilităților de automatizare.

Schema unei centrale termice moderne care elimină dezavantajele schemelor precedente este redată în figura 5.3.8.

În alcătuirea centralei termice intră cazanele cu pompe individuale, butelia de egalizare a presiunii și pompele pentru alimentarea cu agent termic a circuitelor consumatorilor.

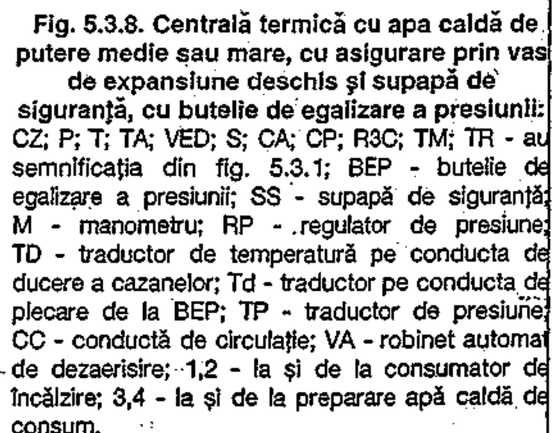
Principala caracteristică a schemei constă în existența a două categorii de circuite ale agentului termic:

- un circuit primar: butelie-pompe-cazane-butelie;
- mai multe circuite secundare corespunzătoare grupurilor de consumatori: butelie-pompe-consumatori-butelie.

Schema permite funcționarea absolut independentă a celor două tipuri de circuite, cu satisfacerea deplină a cerințelor tuturor consumatorilor; funcționarea cu sarcină termică variabilă, în trepte date de numărul de cazane, fiecare arzător având două trepte de putere; izolarea hidraulică a unui cazan scos din funcțiune numai prin simpla oprire a arzătorului și a pompei cazanului și, invers, reactivarea fără mane-

Fig. 5.3.6. Centrală termică de putere medie, cu două cazane, agent termic - apă caldă, cu circulație forțată, asigurare cu vas de expansiune deschis și conducte de siguranță pentru fiecare cazan:
CZ; B; P; VED; S; CA; CP; TA ;T; TM; TR; TB; H - conform fig. 5.3.1; Te - traductor de temperatură exterioară.

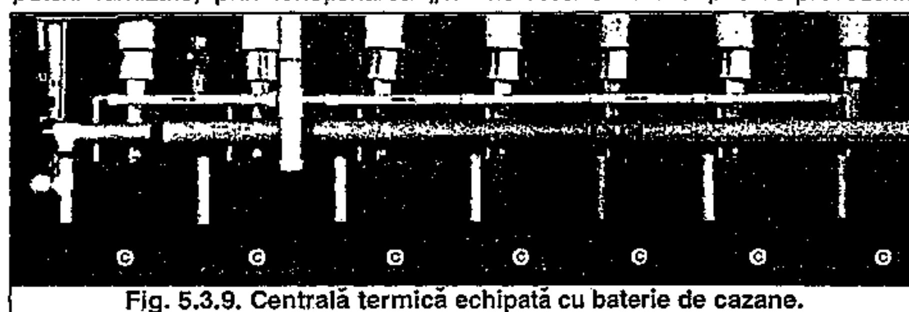
Fig. 5.3.7. Centrală termică de putere medie, cu două cazane, agent termic - apă caldă, cu circulație forțată, asigurare cu supapă de siguranță și vas de expansiune închis:
CZ; B; P; TA; SS; M; VEI; TM; TR; TB; H - au semnificația din fig. 5.3.2; Te - traductor de temperatură exterioară.


Fig. 5.3.8. Centrală termică cu apa caldă de putere medie sau mare, cu asigurare prin vas de expansiune deschis și supapă de siguranță, cu butelie de egalizare a presiunii:
CZ; P; T; TA; VED; S; CA; CP; R3C; TM; TR - au semnificația din fig. 5.3.1; BEP - butelie de egalizare a presiunii; SS - supapă de siguranță; M - manometru; RP - regulator de presiune; TD - traductor de temperatură pe conducta de ducere a cazanelor; Td - traductor pe conducta de plecare de la BEP; TP - traductor de presiune; CC - conductă de circulație; VA - robinet automat de dezaerisire; 1,2 - la și de la consumator de încălzire; 3,4 - la și de la preparare apă caldă de consum.

vrarea unor vane; reducerea timpului de intrare în regim de temperatură prin recircularea agentului termic cu ajutorul robinetului cu trei căi de pe conducta de întoarcere din amonte de pompă.

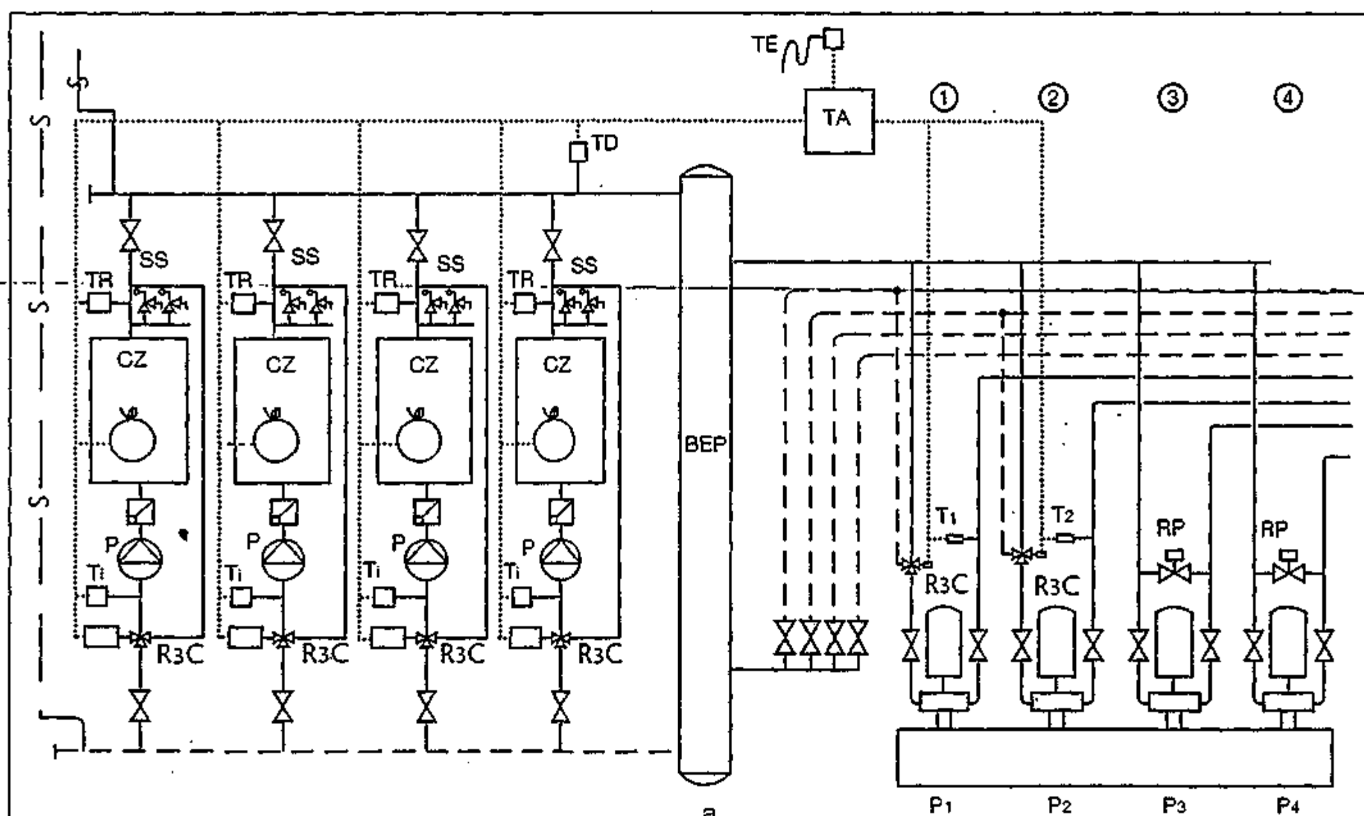
Automatizarea instalației asigură menținerea temperaturii, în limitele stabilite, la intrarea în butelia de egalizare a presiunii, independent de mărimea puterii furnizate, prin funcționarea „în cascadă" a cazanelor și a celor două trepte ale arzătoarelor. Fiecare grup de consumatori are propriul circuit, propria pompă de circulație și propriul sistem automat de reglare (calitativă, prin amestec prin robinet cu trei căi, sau cantitativă, prin variația debitului de agent livrat consumatorilor).

Sistemul de asigurare hibrid: cu supape de siguranță și vas de expansiune deschis a fost impus de prevederile instrucțiunilor ISCIR C 31 ca pe fiecare cazan să se prevadă organe de închidere. Cu derogare de la aceasta prevedere, supapele de siguranță pot lipsi. Schema este ușor de adaptat și pentru asigurarea cu vas de expansiune închis, caz în care supapele de siguranță nu mai pot lipsi. Detalii despre sistemul de asigurare se pot vedea în figura 5.3.15.


Fig. 5.3.9. Centrală termică echipată cu baterie de cazane.

O centrală termică de putere medie poate fi realizată și prin punerea în paralel a unui număr mare de cazane mici (module) ca în figura 5.3.9.

În acest caz este necesar să se analizeze fenomenele care pot apărea la evacuarea gazelor de ardere, spre exemplu, o reîntoarcere în centrala termică a acestora prin focarul cazanului (cazanelor) în repaus. De asemenea, se impune o analiză a funcționării vaselor de expansiune închise dacă acestea



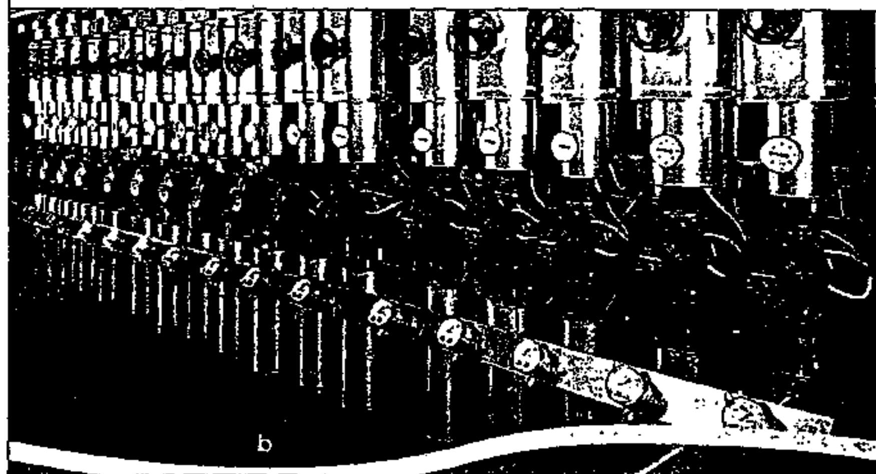


Fig. 5.3.10. Centrală termică cu apă caldă de putere mare, cu butelie de egalizare a presiunii:
a - schema instalației; b - vedere baterie de pompe montate pe conducte;
CZ; P; TA; TR; R3C - au semnificația din fig. 5.3.1;Te - traductor de temperatură exterioară; TD - traductor de temperatură pe colectorul general al cazanelor; ; Ti - traductor de temperatură de intrare în cazan; P 1- 4 - pompe de circulație pe circuitele consumatorilor 1,2,3,4; T1, T2 - traductor pentru temperaturile de ducere ale consumatorilor 1 și 2; SS - supapă de siguranță; RP - robinet de reglare a presiunii.

sunt, prin construcție, aferente fiecărui cazan.

5.3.3. Centrale termice cu puteri mari, peste 2000 kW

Între o centrală termică de putere medie și una de putere mare apar diferențe date de: puterea instalată, numărul de cazane (minimum 3), numărul și diversitatea consumatorilor, amplasarea, de regulă, în construcții proprii etc. Toate acestea accentuează neajunsurile în exploatare evidențiate la unele scheme tehnologice (spre exemplu, cea din figura 5.3.6) și introduc condiții suplimentare în alegerea sistemului de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale.

Schema tehnologică cea mai indicată pentru o centrală termică de putere mare este dată în figura 5.3.10. Cele patru cazane sunt echipate cu câte o pompă care asigură circulația în circuitul primar: cazan-butelie de egalizare a presiunii-cazan. Din butelie, printr-o conductă cu rol de distribuitor general, sunt alimentate, independent, circuitele a patru consumatori, primii doi prevăzuți cu reglare calitativă centrală în funcție de temperatura exterioară, ceilalți doi (de exemplu, instalația de preparare a apei calde de consum, agregat de tratare a aerului pentru climatizare etc.), cu reglare cantitativă locală la consumatori. Pentru aceasta se prevede un sistem de recirculare a agentului termic prin robinete automate RP, menit să mențină constant punctul de funcționare a pompelor. De la caz la caz, în funcție de natura și regimul de funcționare al consumatorilor, se pot prevedea și alte sisteme.

Sistemul permite armonizarea debitelor de căldură și de agent termic din circuitul cazanelor cu cel din circuitul consumatorilor, în orice condiții de temperatură exterioară, prin intrarea, respectiv, ieșirea din funcțiune a cazanelor „în cascadă", în funcție de abaterea de la temperatura de regim stabilită în centrală prin traductorul TD. Schema este concepută spre a favoriza intrarea rapidă în regim normal de temperatură, prin recircularea inițială a unui debit de agent termic în cazan, astfel încât se scurtează simțitor timpul de producere a condensatului pe suprafața interioară a acestuia. Izolarea hidraulică a unui cazan are loc, automat, prin scoaterea din funcțiune a arzătorului și a pompei, fără a fi necesară manevra unor organe de închidere. La fel, are loc, automat, reintrarea în circuit a oricărui cazan.

Asigurarea centralei termice împotriva suprapresiunilor accidentale se face conform schemei, prin vas de expansiune deschis și supape de siguranță. Adaptarea pentru asigurarea cu vase de expansiune închise nu ridică nici o problemă; acestea se vor racorda pe conducta generală de întoarcere în cazan (§ 5.3.5).

5.3.4. Centrale termice echipate cu cazane cu condensație sau cu recuperatoare de căldură

Prin gazele de ardere evacuate prin coșul de fum, în atmosferă, se elimină și o importantă cantitate de energie sub formă de căldură sensibilă și de condensare. Prima componentă este cu atât mai mare cu cât temperatura gazelor de evacuare este mai mare, a doua depinde de conținutul de hidrogen în molecula de bază a combustibilului. Practic, este cazul gazelor naturale.

Coborârea temperaturii de evacuare a gazelor de ardere sub punctul de condensare are ca efect pozitiv recuperarea unei părți importante din energia sus amintită și reducerea debitului de gaze evacuate dar și efecte negative ca: intensificarea fenomenului de coroziune asupra cazanului și a coșului, dacă acesta este metalic, a umezirii coșului, dacă acesta este din zidărie, a reducerii tirajului natural al coșului concomitent cu mărirea pierderilor de sarcină pe circuitul gazelor de ardere etc.

Firmele producătoare de cazane au găsit soluții de contracarare a dezavantajelor enumerate prin utilizarea unor materiale cu rezistență ridicată la corosiune și prin conceperea fie de recuperatoare integrate cazanelor, cu racorduri unice de ducere, respectiv, de întoarcere a agentului termic care, ca și gazele de ardere, parcurge în serie cazanul propriu-zis și recuperatorul, fie de recuperatoare independente, cu racorduri separate, gazele de ardere trecând, parțial sau total, prin recuperator (fig. 5.3.11).

Soluția cea mai bună o constituie cazanele cu randament înalt având recuperatorul înglobat, iar piața oferă asemenea echipamente, inclusiv pentru puteri foarte mici; coborând până la 10 kW.

Schema tehnologică a unei centrale termice echipată cu astfel de cazane nu diferă cu nimic de cele prezentate pentru cazane obișnuite.

Recuperatoarele independente prezintă avantajul că pot fi utilizate pentru mărirea randamentului centralelor termice existente sau pot fi cuplate cu cazane fără condensație.

La utilizarea unor recuperatoare cu condensație, independente, trebuie avute în vedere următoarele:

- recuperatoarele trebuie plasate cât mai aproape de cazane spre a nu lungi excesiv traseul gazelor de ardere;
- mărirea pierderilor de sarcină pe traseul gazelor de ardere poate implica introducerea unui exhaustor;
- schema tehnologică a centralei termice trebuie să ofere posibilitatea acordului între sarcinile termice ale cazanelor și recuperatorului, pe de o parte, și ale consumatorilor, pe de altă parte;
- condensatul rezultat din recuperator trebuie tratat chimic, înainte de a fi evacuat la canalizare, ca măsură de protecție a mediului.

Ca exemplu, în figurile 5.3.12 și 5.3.13 sunt prezentate două scheme tehnologice de centrale termice cu recuperatoare independente. Este de observat că prezența recuperatorului complică schema și, implicit, procesul de exploatare. De aici rezultă preferința pentru cazanele având recuperatorul integrat.

Centrala termică echipată conform schemei din figura 5.3.12 are regimuri de funcționare distincte pentru iarnă și pentru vară, regimuri selectabile, prin manevră manuală, într-una din pozițiile limită ale robinetului cu trei căi astfel încât, atât iarna cât și vara, recuperatorul să fie inserlat pe conducta de întoarcere a agentului termic la cazane. Prin manevrarea vanelor de închidere, respectiv, de ocolire figurată în schemă, recuperatorul poate fi cuplat sau izolat hidraulic din sistem. Izolarea hidraulică presupune însă și scoaterea recuperatorului din circuitul gazelor de ardere deci este indicată în schema cu circuit derivat (fig. 5.3.11 b și c) precum

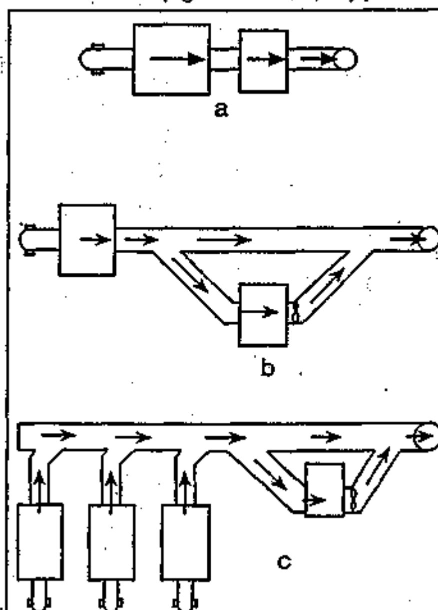


Fig. 5.3.11. Montarea recuperatoarelor de căldură independente, pe circuitul gazelor de ardere:
a - în serie; b - în derivație cu un cazan; c - în derivație cu mai multe cazane.

și anularea traductorului de debit TD, montat pe recuperator, care, la debit nul, blochează, prin tabloul de automatizare, funcționarea arzătoarelor.

O centrală termică echipată la fel cu cea din figura 5.3.12 prevăzută cu butelii de egalizare a presiunii prin care se realizează mai ușor armonizarea debitelor de căldură și de agent termic, atât în circuitul primar cât și în cele secundare, este prevăzută în figura 5.3.13. Izolarea hidraulică a recuperatorului pe partea de agent termic se face automat prin oprirea pompei aferente.

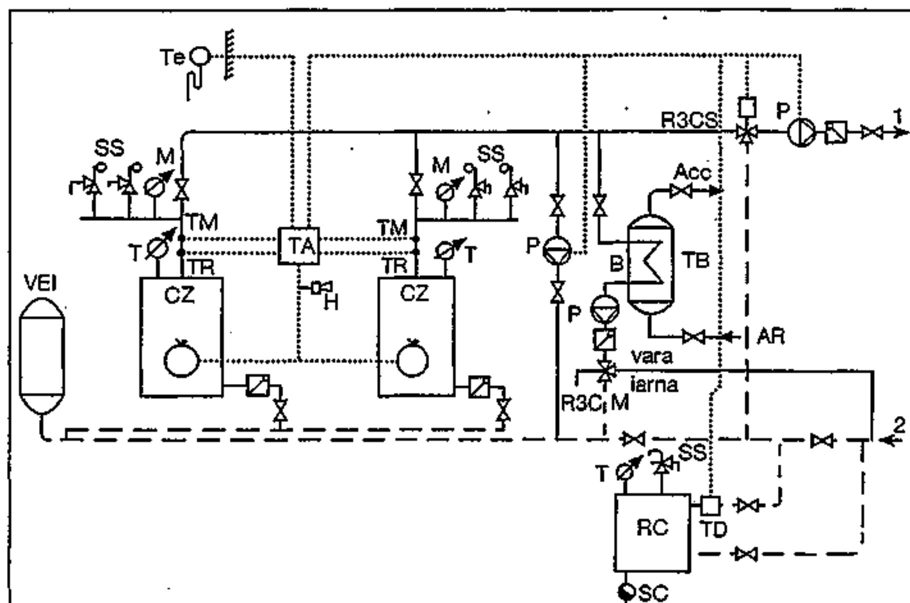


Fig. 5.3.12. Centrală termică cu apă caldă de putere medie, cu recuperator de căldură montat independent de cazan pe circuitul gazelor de ardere:
CZ; P; B; VEI; SS; TA; TM; TR; TB; T; M - au semnificația din fig. 5.3.2; RC - recuperator de căldură; R3CM - robinet de reglare cu trei căi manual; R3CS - robinet de reglare cu 3 căi cu servomotor; ; TD - traductor de debit; Te - traductor de temperatură exterioară; SC - separator de condensat; AR - apă rece; ACC - apă caldă de consum;
1 - încălzire ducere; 2 - încălzire întoarcere.

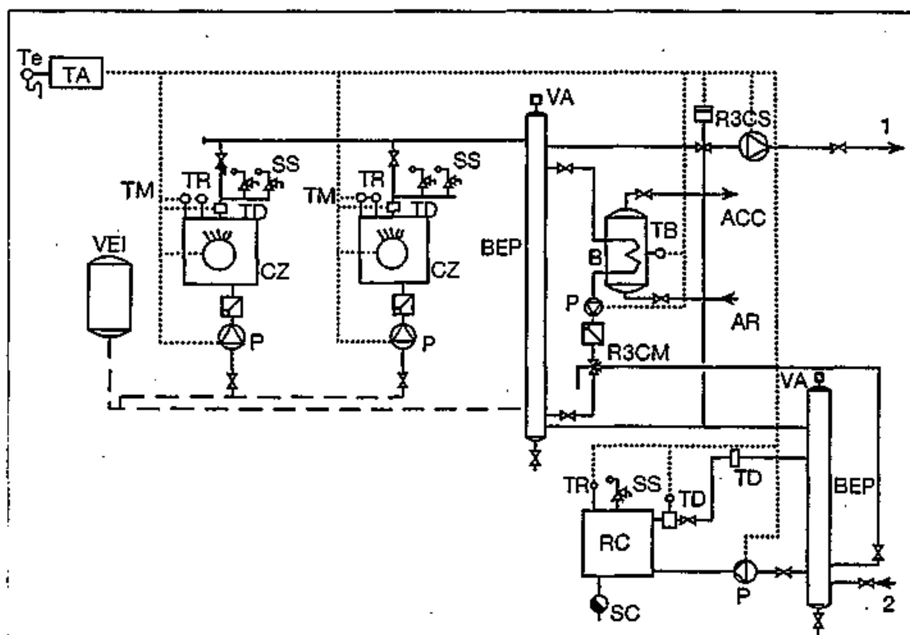


Fig. 5.3.13. Centrală termică cu apă caldă de putere medie sau mare, cu apă caldă și butelie de egalizare a presiunii, cu recuperator de căldură montat independent de cazan pe circuitul gazelor de ardere:
CZ; P; B; VEI; SS; TA; TM; TR; TB - au semnificația din fig. 5.3.2; BEP - butelie de egalizare a presiunii; RC - recuperator de căldură; R3CM - robinet de reglare cu trei căi manual; Te - traductor de temperatură exterioară; TD - traductor de debit; SC - separator de condensat; VA - robinet de eliminare a aerului; R3CS - robinet de reglare cu 3 căi cu servomotor; AR - apă rece; ACC - apă caldă de consum;
1 - încălzire ducere; 2 - încălzire întoarcere.

5.3.5. Asigurarea instalațiilor de încălzire cu apă caldă

Într-o instalație de încălzire cu apă caldă pot să apară suprapresiuni periculoase, până la explozie, ca urmare a fenomenului de dilatare și a depășirii temperaturii de vaporizare a apei, deci de intrare a cazanelor în regim de generatoare de abur.

Măsurile de siguranță împotriva suprapresiunilor accidentale, pentru instalațiile de încălzire cu apă caldă, sunt precizate în STAS 7132, Normativul I-13, prescripțiile ISCIR C-31 și în ghidul pentru alegerea, întreținerea și executarea sistemelor și echipamentelor de siguranță elaborat de INCERC.

Măsurile de siguranță au scopul de a asigura permanent, concomitent și sigur următoarele funcțiuni:

- preluarea variațiilor volumului de apă din instalație determinate de variațiile normale de temperatură;
- evacuarea excedentului de apă sau a vaporilor produși accidental, ca urmare a deteriorării echipamentelor care asigură limitarea temperaturii agentului termic sau ca urmare a unei erori sau neglijențe în exploatare;
- asigurarea unei mici rezerve de apă care să compenseze pierderile de apă inevitabile, ale instalației;
- menținerea nivelului apei, în instalație, la o cotă care să asigure umplerea elementelor acesteia atât în regim static cât și în cel dinamic;
- evacuarea în atmosferă a aerului la umplerea cu apă a instalației și invers, pătrunderea aerului în instalație la golire;
- asigurarea unei presiuni de regim astfel încât să nu se depășească presiunea admisă în instalația interioară.

Asigurarea împotriva suprapresiunilor accidentale a instalațiilor de încălzire cu apă se poate realiza cu:

- sisteme care asigură instalațiilor legătura directă și permanentă cu atmosfera, aplicabile pentru temperaturi ale agentului termic de maximum 95 °C;
- sisteme în care legătura instalațiilor cu atmosfera nu este asigurată permanent, aplicabile pentru temperaturi ale agentului termic de maximum 115 °C.

5.3.5.1 Asigurarea instalațiilor cu conducte de siguranță și cu vas de expansiune deschis

Schema unei astfel de instalații poa-

te fi abordată în următoarele condiții:
- vasul de expansiune poate fi amplasat la o cotă care să asigure umplerea întregii instalații în regim static și dinamic;
- distanța în plan orizontal între verticala vasului de expansiune și cazane este cel mult egală cu 15·a în care „a" are semnificația din figura 5.3.14;
- conductele de siguranță se montează cu panta continuă spre vasul de expansiune.

Exemple de sisteme de siguranță cu vas de expansiune deschis sunt date în figurile 5.3.1 și 5.3.6. Se observă că legăturile cazanelor cu vasul de expansiune și, prin el, cu atmosfera, sunt permanente, neîntrerupte de nici un organ de închidere.

S-a arătat că soluția de asigurare din figura 5.3.6 prezintă dificultăți în exploatare, are limite în posibilitățile de automatizare și este neaplicabilă pentru mai mult de două cazane din cauza numărului mare de conducte de siguranță.

Pentru un număr mai mare de cazane, STAS 7132 indică sistemul de asigurare din figura 5.3.15. Izolarea hidraulică a unui cazan se face prin comutarea robinetelor cu trei căi de pe legătura cu conducta generală de ducere, respectiv, întoarcere, cu conducta de evacuare C.E, asigurând astfel, în orice situație, legătura cu atmosfera. Pentru reactivarea cazanului trebuie făcută operația inversă. Evident, sunt manevre greu de automatizat. De asemenea, schema nu permite recircularea apei în cazane pentru o rapidă intrare în regim de temperatură.

5.3.5.2 Asigurarea instalațiilor cu vas de expansiune închis și supape de siguranță

Schemele din figurile 5.3.2; 5.3.3; 5.3.4; 5.3.7 ilustrează modul de racordare la instalație a vasului de expansiune închis. În acest caz, vasul îndeplinește doar funcțiunile de preluare a variațiilor de volum ale apei din instalație și asigură o mică rezervă de apă. Funcția de limitare superioară a presiunii prin descărcarea vaporilor de apă în atmosferă este îndeplinită de supapele de siguranță montate pe cazane fără întreruperea unui alt organ de închidere. Funcția de eliminare a aerului din instalație la umplerea, respectiv, de pătrundere a aerului la golire se realizează prin vase și robinete de dezaerisire. Dezavantajul sistemului constă în prețul de cost mai ridicat, în comparație cu sistemul cu vas deschis, preț de cost care crește cu volumul vasului, iar volumul acestuia crește, după cum se va vedea, nu numai cu cantitatea de apă din instalație ci și cu înălțimea clădirii.

Vasul de expansiune închis va fi numai cu membrană elastică de separare între perna de aer și apă, echipament ce nu solicită o supraveghere permanentă, ceea ce face posibilă montarea lui și în partea superioară a clădirii. Acest fapt conduce la micșorarea volumului vasului, comparativ cu situația montării în centrala termică. O altă soluție de reducere a volumului vasului închis constă în asocierea lui cu un rezervor de descărcare și o pompă de adaos ca în figura 5.3.16.

În acest caz, vasul închis se dimensionează numai pentru preluarea variațiilor de volum corespunzătoare variațiilor de temperatură ce apar în regim de funcționare a centralei termice (în limita a 10 °C), iar marile variații de volum sunt preluate la punerea în funcțiune a instalației prin descărcare în rezervorul deschis cu ajutorul robinetului electromagnetic dublat de supapele de siguranță. La întreruperea funcționării instalației contractarea apei este compensată de pompa de adaos. Întregul proces este supravegheat de tabloul de automatizare.

Reducerea volumului vasului de expansiune închis prin asocierea acestuia cu un rezervor de descărcare și o pompă de adaos, prezintă încă un dezavantaj major: rezervorul de descărcare, cu nivel liber, pune în contact agentului termic cu aerul, și de aici consecințe nedorite printre care cea mai importantă este corosiunea.

Dezavantajul poate fi înlăturat prin adoptarea unei soluții noi, aplicată deja în țară. Soluția constă în înlocuirea rezervorului de descărcare deschis, tot cu un vas închis, deci cu membrană elastică, dar cu perna de aer în legătură cu atmosfera. Adică, ceea ce la VEI este ventilul de reținere la umplerea cu aer, la RDI este un simplu orificiu de legătură cu atmosfera. În consecință, volumul util al RDI este egal practic, cu volumul total. Evident în acest caz, contactul între agentul termic și aer este întrerupt. Schema de aplicare a acestei soluții este prezentată în figura 5.3.16 b. La intrarea în

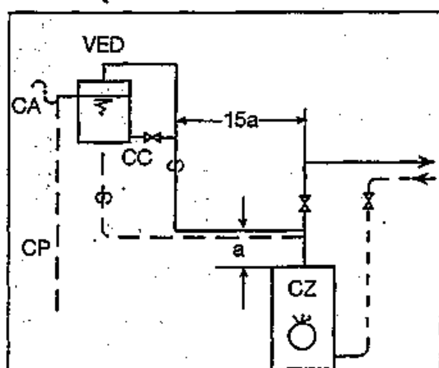


Fig. 5.3.14. Distanța maximă pe orizontală între cazane și verticala vasului de expansiune deschis, conform STAS 7132:
CZ - cazan; VED - vas de expansiune deschis; S - conductă de siguranță; CA - conductă de legătură cu atmosfera; CP - conductă de preaplin; a - diferență de cotă între traseul orizontal al conductelor de siguranță și partea superioară a cazanelor; CC - conducta de circulație.

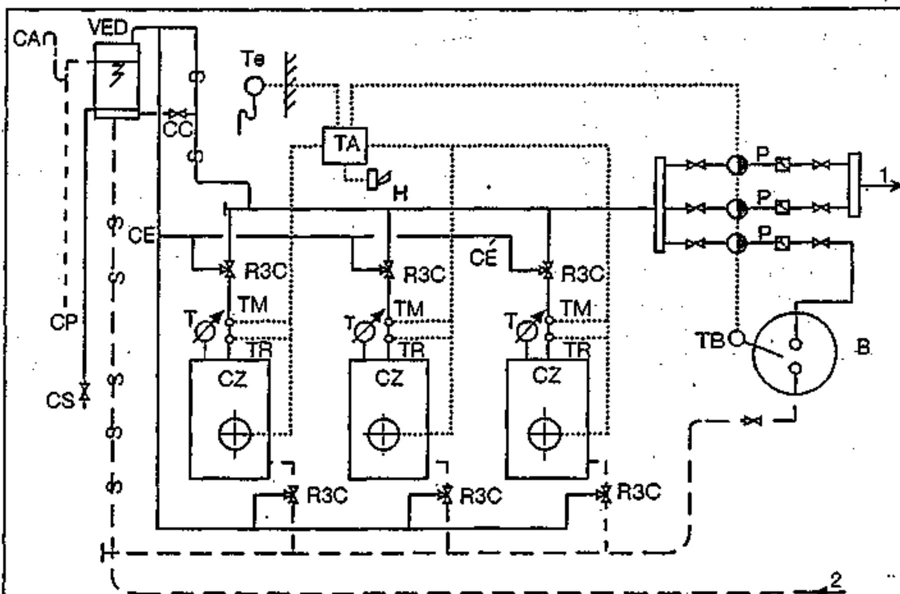


Fig. 5.3.15. Asigurarea cu vas de expansiune deschis și conducte de siguranță unice pentru toate cazanele:
CZ; P; B; VED; R3C; T; TM; TR; TB; S; CA; CP; TA; H - au semnificația din fig. 5.3.8; Te - traductor de temperatură exterioară; CS - conductă de semnalizare; CE - conductă de evacuare; CC - conductă de circulație;
1 - încălzire ducere; 2 - încălzire întoarcere.

funcțiune a instalației (la pornire sau după o întrerupere a cărei durată determină răcirea agentului termic până la, sau chiar sub, temperatura interioară de calcul), rezervoarele de descărcare, RDI sunt goale, membranele elstice sub formă de pungă fiind comprimate sub presiunea aerului atmosferic. În vasul de expansiune se află apă la limita rezervei de 10 %, membrana sa fiind de asemenea comprimată de perna de aer, de data aceasta la presiunea P_{min}. Prin încălzire agentul termic se dilată, presiunea în instalație tindă să crească, lucru sesizat de utomatul AP_{min}^{max} care, la atingerea valorii prescrise pentru presiunea maximă, comandă deschiderea robinetului electromagnetic REM. Apa în exces trece în pungile elastice ale rezervoarelor RDI, aerul dintre pungi și recipiente fiind eliminat în atmosferă. În VEI creșterea presiunii determină de asemenea o acumulare prin comprimarea pernei de aer până la valoarea P_{max}. În cazul unei subdimensionări a capacității RDI, situație evident nedorită, supapele de siguranță SS, reglate la o presiune ușor superioară presiunii atmosferice, vor elimina la canalizare excedentul de agent termic, limitând astfel solicitarea rezervoarelor de descărcare.

Variațiile mici de volum ale agentului termic (în limita a 10 °C) în timpul funcționării instalației sunt preluate de către VEI.

La reducerea importantă a temperaturii agentului termic, spre exemplu la oprirea instalației, după epuizarea capacității VEI de compensare a deficitului de apă, presiunea din instalație tinde să scadă sub valoarea minimă cu pericolul intrării în depresiune, a pătrunderii aerului în instalație și a golirii parțiale a acesteia. Sonda de presiune a automatului AP_{min}^{max}, sesizează acest lucru și la atingerea presiunii minime prescrise, comandă pornirea pompei de adaos, PA. Apa trece din rezervoarele de descărcare RDI, în instalație, aerul pătrunde liber în recipientele acestora determinând comprimarea membranelor sub forma de pungă.

Rolul VEI în timpul funcționării instalației, reduce frecvența pornirilor pompei de adaos, respectiv de deschidere a robinetului electromagnetic, prin preluarea micilor variații de volum ale agentului termic.

Sistemul prezintă de asemenea, în raport cu cel prevăzut exclusiv cu VEI avantajul că în regim de funcționare, instalația nu atinge în mod obligatoriu, presiunea maximă admisă. În acest mod solicitarea instalației la presiuni mari este evitată. Pompa de adaos rezolvă și problema umplerii instalației cu apa tratată, aflată într-un rezervor.

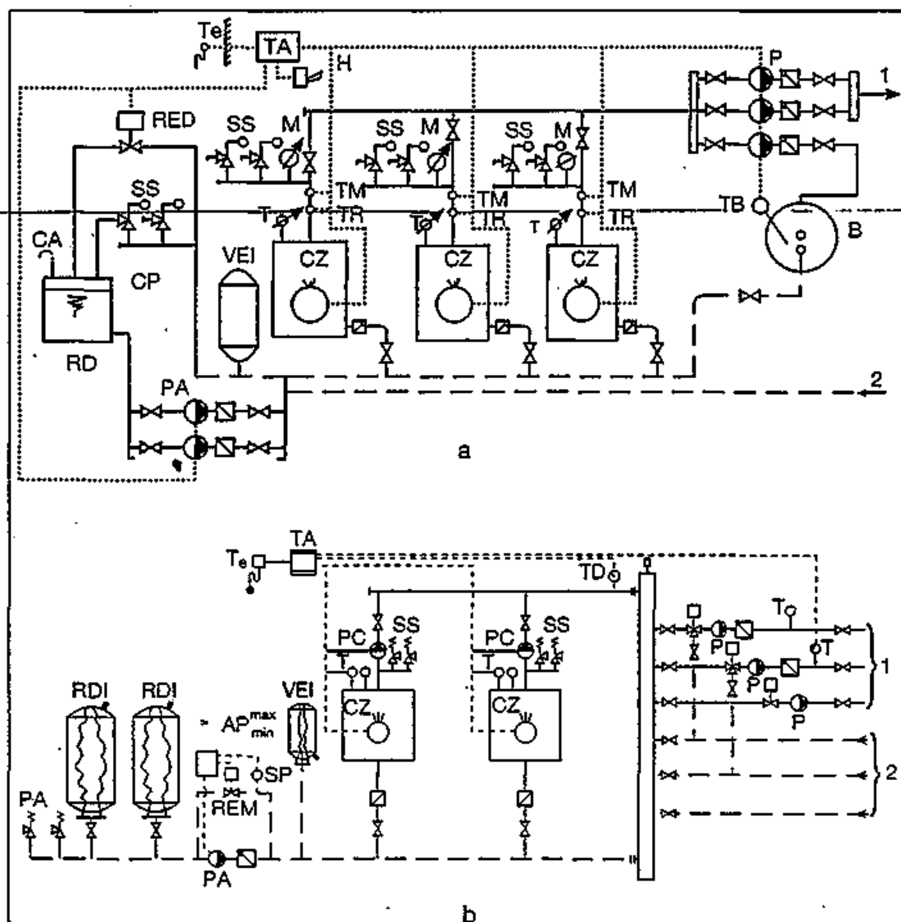


Fig. 5.3.16. Asigurarea instalațiilor cu vas de expansiune închis și supape de siguranță asociată cu rezervor de descărcare:
a - deschis; b - închis;
CZ; VEI; B; P; SS; T; M; TM; TR; TB; TA; H - au semnificația din fig. 5.3.15; RD - rezervor de descărcare; PA - pompă de adaos; Te - traductor de temperatură exterioară; RED - robinet de descărcare cu acționare electrică; CP - conductă de preaplin; ΔP_{min}^{max} - automat de presiune; SP - sondă de presiune; REM - robinet electromagnetic; RDI - rezervor de descărcare închis;
1 - încălzire ducere; 2 - încălzire întoarcere.

5.3.5.3 Asigurarea instalațiilor cu supape de siguranță și vas de expansiune deschis

Dacă este posibil, montarea vasului de expansiune la o cotă care să asigure umplerea instalației în regim static și dinamic fără a asigura însă și legătura permanentă cu atmosfera se poate adopta un sistem de asigurare cu supape de siguranță și vas de expansiune deschis, ca în figura 5.3.17.

Vasul de expansiune este racordat la instalație printr-o singură conductă de siguranță care asigură preluarea și redarea excesului de apă din dilatare, prin legare la conducta de întoarcere, și o conductă de circulație legată la o conductă de ducere, care asigură o slabă circulație controlată cu un robinet, împotriva înghețului.

5.3.5.4 Alegerea sistemului de asigurare

Indiferent de soluția adoptată orice sistem trebuie să îndeplinească, în mod obligatoriu și simultan, funcțiile enumerate în capitolul 5.3.5. Cu această condiție toate sistemele sunt echivalente. Nu se admite renunțarea la echipamentele necesare realizării funcțiilor de asigurare menționate, chiar dacă instalația este prevăzută cu o automatizare care face improbabilă apariția condițiilor de intrare în funcțiune a echipamentului eliminat. Alegerea sistemului de asigurare se face ținând seama de particularitățile construcțiilor și a instalațiilor de alimentare cu căldură aferente (centrala termică plasată în clădirea alimentată cu căldură sau în construcție proprie, posibilitatea încadrării instalației în categoria celor cu legătură permanentă cu atmosfera, posibilitatea montării vasului de expansiune deschis la o cotă superioară celui mai de sus plasat consumator). La alegerea sistemului de asigurare se ține seama de avantajele și dezavantajele ce le ca-

racterizează.

Astfel sistemul cu vas de expansiune deschis este mai ieftin dar legătura permanentă cu atmosfera favorizează corosiunea instalaţiei, impune o cotă de montare care în unele cazuri nu poate fi asigurată, implică încărcarea suplimentară a construcţiei şi măsuri antiseismice, necesită un număr relativ mare de conducte de legătură, prezenţa robinetelor cu trei căi complică instalaţia şi mai ales exploatarea.

Sistemul de asigurare cu supape de siguranţă şi vas de expansiune închis nu impune condiţii speciale privind cota de montare, fenomenul de corosiune este redus, racordul vasului din instalaţie se reduce la o singură conductă scurtă, nu necesită măsuri de protecţie la îngheţ, dar este, în schimb, mai costisitor, fiind un recipient sub presiune supus normelor ISCIR şi care, în plus, are în comparaţie cu varianta cu vas deschis, pentru acelaşi volum util, un volum total cu atât mai mare cu cât înălţimea construcţiei este mai mare, iar, în regim nominal de funcţionare, presiunea creşte până la limita admisă de elementele componente ale instalaţiei.

Sistemul cu supape de siguranţă şi vas de expansiune deschis reuneşte avantajele dar şi dezavantajelor celor două sisteme prezentate mai sus.

5.3.5.5 Circulaţia agentului termic în conductele de siguranţă

Graficul piezometric al unei instalaţii arată că sensul de circulaţie a apei indiferent de poziţia pompei, pe conducta de ducere sau pe conducta de întoarcere (fig. 5.3.18 şi 5.3.19), este de la conducta de întoarcere la conducta de ducere, prin vasul de expansiune, deoarece presiunea hidrostatică în punctul 1 este mai mare decât în punctul 3.

Ca urmare, pe cele două conducte nu pot fi racordaţi consumatorii deoarece:

- sensul de circulaţie este invers faţă de cel normal şi consumatorii ar fi alimentaţi cu agent termic din conducta de întoarcere;
- presiunea disponibilă este mică, echivalentă cu pierderea de sarcină pe traseul prin cazan între punctele 1 şi 3;
- circuitul printr-un astfel de consumator este paralel cu circuitul prin cazan.

La instalaţiile cu pompe pe fiecare cazan şi cu butelie de egalizare a presiunii, circulaţia prin conductele de siguranţă este normală, dar, şi în acest caz, este contraindicată racordarea unor consumatori între conductele de siguranţă de ducere, respectiv, de întoarcere, din cauza presiunii disponibile mici.

La instalaţiile cu asigurare prin vas de expansiune închis nu are loc o circulaţie a agentului termic, legarea vasului făcându-se printr-o singură conductă şi nici nu este dorită o asemenea circulaţie pentru ca membrana vasului să nu fie supusă unor temperaturi ridicate. Vasul de expansiune închis se montează însă numai în spaţii fără pericol de îngheţ.

5.3.6. Poziţia pompelor în circuitul agentului termic

Pompele se montează în imediata apropiere a cazanelor. Practic, este posibil ca pompele să se intercaleze, în circuit, pe conducta de ducere sau pe conducta de întoarcere, fiecăreia din cele două alternative corespunzându-i un grafic piezometric specific.

Graficul piezometric al unei instalaţii asigurată cu vas de expansiune deschis, cu pompa montată pe conducta de ducere, este dat în figura 5.3.18. În regim static, în orice punct al instalaţiei, presiunea este dată de planul orizontal de apă din vasul de expansiune, N.S. La pornirea pompei, nivelul din vas rămâne neschimbat, ca şi presiunea determinată de coloana de apă corespunzătoare punctului de racord al

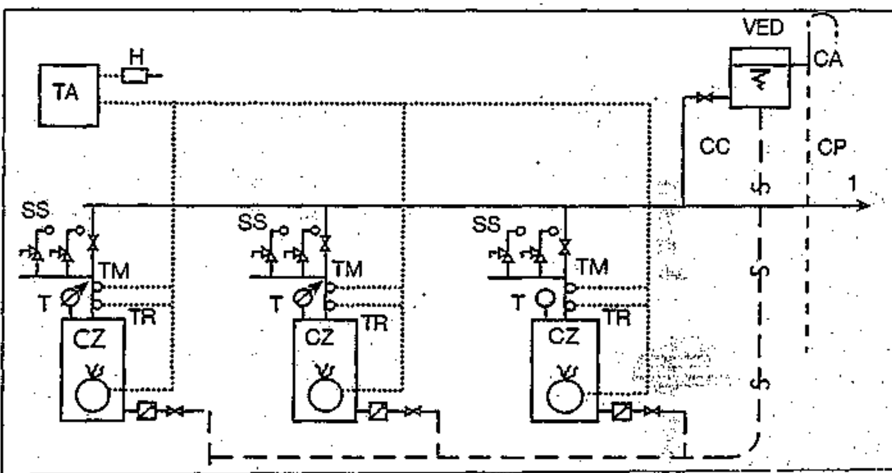


Fig. 5.3.17. Asigurarea cu supape de siguranţă şi vas de expansiune deschis: CZ - cazan; VED - vas de expansiune deschis; S - conductă de siguranţă; CC - conducta de circulaţie; SS - supapă de siguranţă; CA - conductă de legătură cu atmosfera; CP - conductă de preaplin; T - termometru; TM - traductor de temperatură maximă; TR - traductor de temperatură de regim; TA - tablou de automatizare; H - hupă de semnalizarea acustică;
1 - la consumatorii de apă caldă; 2 - de la consumatorii cu apă caldă.

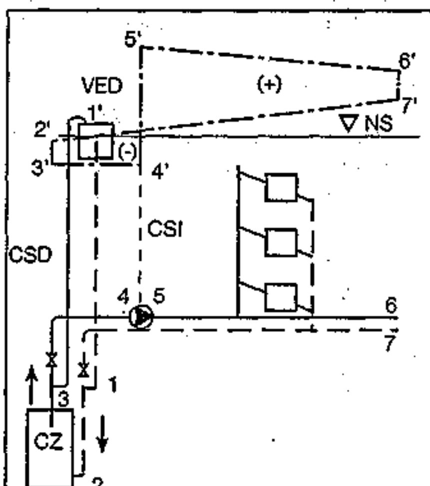


Fig. 5.3.18. Graficul piezometric cu pompa montată pe conducta de ducere - asigurare cu vas de expansiune deschis:
CZ; P; VED - au semnificaţia din fig. 5.3.1; CSD - conductă de siguranţă de ducere; CSI - conductă de siguranţă de întoarcere; NS - nivel static.

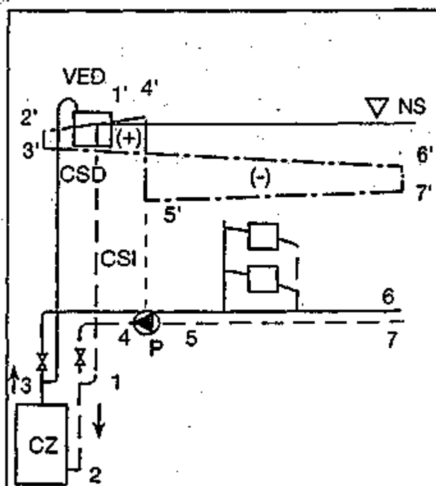


Fig. 5.3.19. Graficul piezometric cu pompa montată pe conducta de întoarcere - asigurare cu vas de expansiune deschis:
CZ; P; VED - au semnificaţia din fig. 5.3.1; CSD - conductă de siguranţă de ducere; CSI - conductă de siguranţă întoarcere; NS - nivel static.

conductei de siguranţă de întoarcere 1, denumit punct neutru. Parcurgând în continuare traseul până la cazan (2) agentul termic înregistrează o pierdere de sarcină (1' - 2'), apoi o pierdere de sarcină în cazan (2' - 3') şi, în continuare, până la pompă (3' - 4'). În pompă are loc un salt al graficului corespunzător înălţimii de pompare (4' - 5'). Urmează pierderea de sarcină pe conducta de ducere până la ultimul consumator (5' - 6'), pierderea de sarcină în acesta (6' - 7') şi pierderea de sarcină pe conducta de întoarcere (7' - 1'), cu care graficul se închide.

Se observă că presiunea în regim dinamic, în orice punct al instalaţiei, cu excepţia traseului între punctele 1 şi 4, este mai mare decât în regim static. Însemnează că asigurând vasului de expansiune o cotă de montare deasupra celui mai sus plasat consumator, respectiv deasupra conductelor de distribuţie, la distribuţia superioară, instalaţia se menţine plină cu apă şi în regim dinamic.

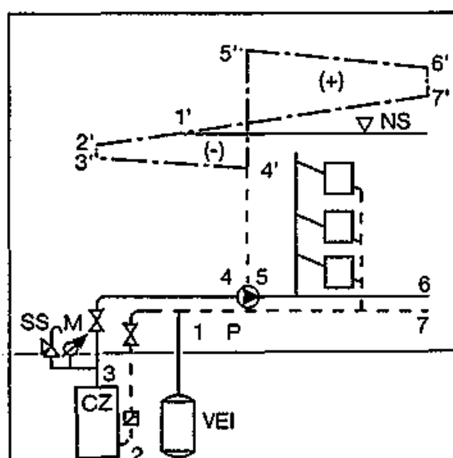


Fig. 5.3.20. Graficul piezometric cu pompa montată pe conducta de ducere - asigurare cu vas de expansiune închis şi supape de siguranţă:
CZ; P; VEI; M; SS - au semnificaţia din fig. 5.3.2; NS - nivel static.

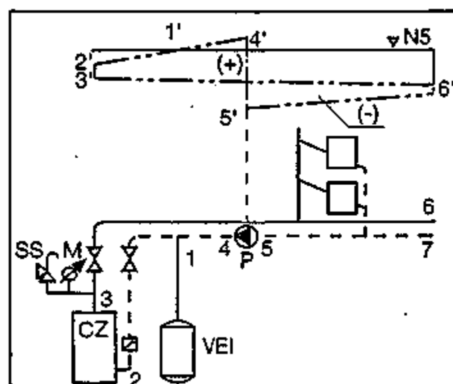


Fig. 5.3.21. Graficul piezometric al unei instalaţii de încălzire cu apă caldă - cu pompa montată pe conducta de întoarcere - asigurare cu vas de expansiune închis şi supape de siguranţă:
CZ; P; VEI; M; SS - au semnificaţia din fig. 5.3.2; NS - nivel static.

Graficul piezometric al unei instalaţii asigurate cu un vas de expansiune deschis, cu pompa montată pe conducta de întoarcere este dat în figura 5.3.19. Sensul de circulaţie a apei în instalaţie se păstrează identic ca şi în cazul montării pe conducta de ducere. Se păstrează constant nivelul static N.S. şi punctul neutru 1'. Pe tronsonul 1 - 2 se înregistrează pierderea de sarcină 1' - 2' în cazan, între punctele 2 şi 3, pierderea 2' şi 3' apoi, pierderea pe conducta de ducere 3' - 6', urmată de pierderea în consumatorul cel mai depărtat, 6' - 7', şi de pierderea pe conducta de întoarcere, 7' - 5'. În pompă are loc saltul egal cu înălţimea de pompare egală cu suma pierderilor de sarcină în circuit, cu care se închide graficul.

Se observă că, exceptând tronsonul dintre pompă şi punctul de racord al conductei de siguranţă de întoarcere1, în toate celelalte, presiunea în regim dinamic este mai mică decât în regim static şi apare pericolul golirii parţiale a instalaţiei prin pătrunderea aerului prin neetanşeităţi sau prin vaporizarea apei în zonele în care presiunea este mai mică decât cea de echilibru termodinamic.

Pentru înlăturarea acestui pericol vasul de expansiune trebuie montat la o cotă care să depăşească cota celui mai sus plasat consumator, respectiv a conductelor distribuţiei superioare, cu o valoare practic egală cu înălţimea de pompare.

Evident, între cele două variante este preferabilă cea cu pompa montată pe conducta de ducere. Argumentul, că la montare pe conducta de întoarcere temperatura apei este mai mică, este neesenţial; pompele, inclusiv cele de conducte, nu au restricţii în acest sens, fiind construite pentru a vehicula apa cu temperatura peste 100 °C.

Graficul piezometric al unei instalaţii asigurată cu vas de expansiune închis, cu pompă pe conducta de ducere este dat în figura 5.3.20. În acest caz nivelul static, cu instalaţia rece, este dat de presiunea minimă a pernei de aer din vasul de expansiune închis, presiune care trebuie să corespundă unei coloane de apă care să depăşească cota celui mai sus plasat consumator, respectiv, a distribuţiei superioare.

Modul de trasare a graficului urmează raţionamentul aferent figurii 5.3.18. Se observă că, la intrarea în funcţiune a pompei, presiunea, în orice punct al instalaţiei, cu excepţia traseului 1 - 2 - 3 - 4, creşte faţă de presiunea în regim static. Diferenţa esenţială faţă de asigurarea cu vas sub presiune constă în faptul că, pe măsura intrării în regim de temperatură a instalaţiei, nivelul static creşte până la limita dată de presiunea maximă a pernei de aer.

În acest caz elementele instalaţiei sunt supuse, în regim de funcţionare, presiunii maxime a pernei de aer la care se adaugă şi înălţimea de pompare.

Graficul piezometric al unei instalaţii asigurată cu vas de expansiune închis, cu pompă pe conducta de întoarcere, este dat în figura 5.3.21. Graficul piezometric se află sub planul dat de nivelul static N.S, (corespunzător presiunii din V.E.I.); de aici, pericolul aparent ca la intrarea în funcţiune a pompei, cu instalaţia rece, o parte a instalaţiei interioare să se golească. Pe măsură ce instalaţia se încălzeşte, presiunea în vasul închis creşte tinzând către presiunea maximă şi, odată cu ea, graficul se translatează pe verticală depăşind nivelul necesar pentru ca instalaţia să fie menţinută în stare plină.

Ca urmare, rezultă importanţa trasării şi analizei graficului piezometric la conceperea unei instalaţii pentru a evita unele fenomene care pot compromite funcţionarea acesteia.

5.3.7. Dimensionarea echipamentelor din centrala termică

Numărul, mărimea şi tipul echipamentelor din centrala termică sunt determinate de un ansamblu de date stabilite prin calcule premergătoare (necesarul de căldură pentru încălzire Q_I; prepararea apei calde de consum Q_{ACC}; ventilare - climatizare Q_V; consumatori tehnologici Q_T, pierderile de sarcină ale agentului termic în reţeaua de transport şi de distribuţie, debitul de agent termic vehiculat, cantitatea de apă din instalaţie etc.).

5.3.7.1 Puterea centralei termice

Se calculează pentru fiecare tip de agent termic produs, ţinând seama de puterea instalată a consumatorilor şi de simultaneitatea în funcţionare a acestora. În majoritatea cazurilor o centrală termică asigură necesarul de căldură pentru încălzire şi pentru prepararea apei calde de consum. Sunt şi cazuri în care, cu acelaşi agent termic, se alimentează şi alţi consumatori, ca: instalaţiile de ventilare - climatizare, instalaţii tehnologice (bucătării mari, spălătorii etc.) Stabilirea puterii centralei termice prin simpla însumare a puterilor instalate ale diverşilor consumatori,

cu relația 5.3.1, nu este corectă deoarece nu ține cont de simultaneitatea funcționării consumatorilor.

$Q_{CT} = Q_i + Q_{ACC} + Q_V + Q_T$ [W] (5.3.1)

Chiar și în cazul centralelor termice mici, aferente, spre exemplu, unei clădiri unifamiliale, caz în care simultaneitatea încălzirii cu prepararea apei calde de consum este posibilă, nu este obligatoriu a stabili puterea cazanului prin însumarea necesarului de căldură pentru încălzire cu cel maxim pentru prepararea apei calde de consum știind că necesarul de căldură pentru încălzire este determinat, în condiții nominale de calcul și că este puțin probabil ca un consum maxim de apă caldă să apară în aceste condiții și, chiar dacă apare, durata lui este relativ mică.

În cazul centralelor termice mari, exploatate după un program riguros, de către un personal calificat sau chiar condus automat, este posibilă evitarea suprapunerii totale a consumurilor. Stocarea de apă caldă contribuie, de asemenea, la decalarea programului consumatorilor și, astfel, puterea instalată a centralei termice poate fi redusă în raport cu suma puterii consumatorilor.

Reprezentarea grafică din figura 5.3.22 ilustrează această posibilitate, vârfurile de consum dintre orele 6 și 8, 12 și 14, respectiv, 20 și 24 putând fi reduse prin prepararea cu acumulare a apei calde de consum, în avans, în orele în care încălzirea va funcționa în regim redus. Această măsură conduce și la reducerea puterii schimbătorului de căldură pentru prepararea apei calde de consum.

Astfel, în exemplul ilustrat prin graficul din figura 5.3.22, puterea instalată a centralei termice poate fi redusă de la 1,7 la 1,35 MW.

În cazul centralelor termice în care se produc doi agenți termici diferiți (apă caldă și abur) graficul trebuie întocmit pentru fiecare agent termic. Puterile termice considerate sunt cele corespunzătoare condițiilor de calcul. În exploatare, puterea termică este însă, în majoritatea timpului, mai mică, deoarece necesarul de căldură pentru încălzire și ventilare este variabil cu temperatura exterioară.

5.3.7.2 Alegerea tipului și a numărului de cazane

Numărul de cazane se stabilește având în vedere următoarele criterii:

- centrala termică trebuie să se adapteze ușor la sarcina termică instalată; funcționarea cu un număr variabil de cazane, fiecare în două trepte, trebuie să asigure un randament maxim; un număr mare de cazane facilitează îndeplinirea acestor condiții;
- costul de investiție pentru aceeași putere instalată crește cu numărul de cazane;
- mărimea și configurația spațiului rezervat sălii cazanelor poate impune mărimea și, deci, numărul de cazane;
- normativul I 13 recomandă a se prevedea un singur cazan pentru centralele termice cu puteri până la 100 kW; minimum 2 cazane pentru centrale termice de mărime medie, până la 2 000 kW și minimum 3 cazane pentru centrale cu puteri mai mari de 2 000 kW;

Numărul de cazane fiind stabilit, puterea unui cazan rezultă prin împărțirea puterii totale Q_{CT} la numărul de cazane n;

$$P_{CZ} = \frac{Q_{CT}}{\eta_I \cdot n} \quad [W] \qquad (5.3.2)$$

în care:

η_I este randamentul instalației calculat cu relația:

$$\eta_I = \eta_{CZ} \cdot \eta_{RT} \cdot \eta_E \qquad (5.3.3)$$

în care:

η_{CZ} este randamentul cazanului;

η_{CZ} = 90...95 %

η_{RT} este randamentul rețelei de transport a agentului termic; η_{RT} = 90 %

η_E este randamentul de exploatare;

η_E = 90...95 %

Randamentul instalației poate varia în limitele 70...80%.

De regulă, cazanele se prevăd de putere egală dar, pot fi situații în care necesarul de căldură într-o perioadă din an - de exemplu vara - este foarte mic în raport cu cel din perioada de iarnă.

În acest caz se impune un cazan de putere corespunzătoare.

De regulă, nu se prevăd cazane rezervă dar, în raport cu importanța obiectului alimentat cu căldură și la cererea beneficiarului, se poate prevedea un cazan de rezervă.

Dacă nu se prevede un cazan de rezervă este indicat a se analiza în ce măsură consumatorii prioritari (spre exemplu, încălzirea) sunt acoperiți, în ipoteza defectării unui cazan.

Se pot întâlni și cazuri în care o investiție de mari proporții urmează a se realiza în etape. Centrala termică va fi astfel concepută încât să poată fi extinsă corespunzător acestor etape.

La alegerea tipului de cazan trebuie ținut cont de o multitudine de criterii: randament (cazane cu sau fără condensație); fiabilitate (cazane din oțel carbon, din oțel inoxidabil, din fontă); tipul de combustibil indicat; dacă este monobloc sau este alcătuit din elemente modulate (nu este totdeauna posibilă introducerea în centrala termică a unui cazan monobloc); gabaritul cazanului și distanțele indicate de furnizor față de elementele de construcții și față de celelalte echipamente; de prețul de cost, de garanție, de condițiile de plată și altele. Alegerea trebuie făcută pe baza analizei mai multor oferte.

5.3.7.3 Alegerea arzătoarelor

Cazanele mici, specializate pentru combustibil gazos, prevăzute cu arzătoare atmosferice, se livrează echipate cu arzătoarele respective și cu sistemul de automatizare complet. Cazanele prevăzute cu arzătoare cu aer insuflat, dacă furnizorul nu oferă și arzătorul, este obligat să indice tipul de arzător, ținând cont de puterea nominală a cazanului, de tipul de combustibil și de caracteristicile geometrice ale focarului.

Arzătorul se alege cu o plajă de putere care depășește cu 20 - 30 % puterea cazanului pentru a nu fi solicitat la limita superioară ținând cont de faptul că, în timp, își reduce performanța și pentru a da posibilitatea unei forțări temporare a cazanului.

Elementele de detaliu privind arzătoarele sunt prezentate în capitolul 5.5.

5.3.7.4 Alegerea pompelor de circulație

Într-o instalație de încălzire pompele pot îndeplini diferite funcții:

- vehicularea agentului termic în circuitul cazan - butelie de egalizare a presiunii - cazan;
- vehicularea agentului termic pentru grupuri de consumatori (corpuri sau aparate de încălzire);
- vehicularea agentului termic pentru consumatori individuali importanți

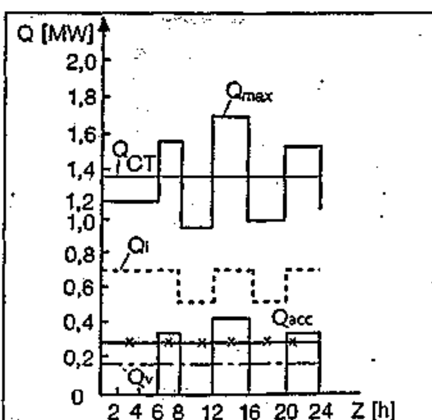


Fig. 5.3.22. Graficul consumurilor de căldură asigurate de centrala termică în timpul unei zile:

Q_i - consumul de căldură pentru încălzire; Q_v - consumul de căldură pentru ventilare; Q_{acc} - consumul de căldură pentru prepararea apei calde de consum; Q_t - consumul de căldură pentru utilizări tehnologice; Q_{max} - consumul maxim rezultat din însumarea tuturor consumurilor; Q_{ct} - puterea instalată a centralei termice.

(agregate de tratare a aerului, schimbătoare de căldură pentru prepararea apei calde de consum etc.).

Funcțiile pompelor sunt evidențiate în schema tehnologică a instalației.

Alegerea pompelor se face ținând cont de caracteristicile: debit G [m³/h], înălțimea de pompare **H** [Pa] sau [mH_2O], puterea motorului de antrenare [kW], turația [rot/min]. Se indică, de asemenea, tensiunea de alimentare și frecvența curentului.

Debitul de agent termic ce trebuie vehiculat într-un circuit este dat de relația:

$$G=\frac{3600 \cdot Q}{c \cdot \rho \cdot \Delta t} \quad [m^3/h] \qquad (5.3.4)$$

în care:

- Q este sarcina termică a circuitului alimentat cu căldură [kW];
- c - căldura masică a agentului termic [J/kg·K];
- ρ - densitatea agentului termic la temperatura medie [kg/m³];
- Δt - diferența dintre temperatura de ducere și cea de întoarcere, a agentului termic [K].

Înălțimea de pompare se obține ca rezultat al calculului conductelor circuitelor aferente pompelor respective. Pentru tronsoanele cu debit variabil (spre exemplu, în sistemele cu robinet de amestec, cu trei căi) se consideră, pe fiecare tronson, debitul maxim. Pompele de circulație acoperă, exclusiv, pierderile de sarcină distribuite și locale ale circuitului aferent. Acest lucru este pus în evidență de diagrama din figura 5.3.23 (curba caracteristică a rețelei trece prin origine), în care sunt redate și curbele caracteristice ale unei pompe cu trei trepte de turație.

Alegerea pompelor în raport cu debitul și înălțimea de pompare se face utilizând curbele caracteristice de funcționare sau tabele cu caracteristici tehnice, puse la dispoziție de fabricantul de pompe.

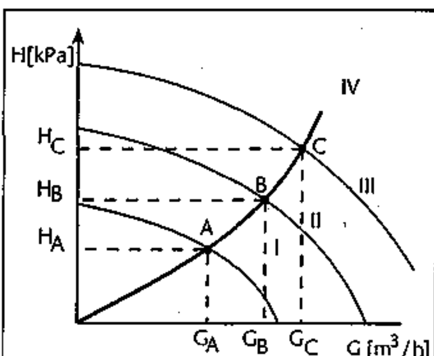


Fig. 5.3.23 Diagrama de funcționare a unei pompe de circulație a agentului termic cu trei trepte de turație: I,II,III - curbele caracteristice debit - înălțime de pompare corespunzătoare celor trei trepte; IV - curba caracteristică a rețelei instalației; A, B, C - puncte de funcționare.

În instalațiile de încălzire nu se utilizează montarea pompelor în serie;sunt însă cazuri numeroase în care se folosește montarea în paralel, fie pentru a realiza două sau mai multe trepte de debit, fie pentru a realiza un debit mai mare cu două sau mai multe pompe mai mici. În mod curent se prevăd pompe de rezervă, pentru a sigura funcționarea instalației în cazul în care o pompă se defectează. În aceste situații, pe circuitul fiecărei pompe trebuie prevăzute clapete sau ventile de reținere pentru a nu se crea circuite parazitare prin pompele aflate în repaus.

Detaliile privind caracteristicile pompelor și criteriile de alegere sunt date în capitolul 6.3.

5.3.7.5 Alegerea robinetelor de reglare cu două și cu trei căi

Stabilirea diametrului nominal al unui robinet de reglare se face având în vedere debitul de fluid și pierderea de sarcină. Normele germane introduc următoarele mărimi caracteristice:

Tabelul 5.3.1. Caracteristicile tehnice ale buteliei de egalizare a presiunii

Debit de căldură		Debit de apă pentru Δt = 20K	Diametrul buteliei		Racorduri primare	
			Diametrul Di interior	Diametrul Dn nominal	Diametrul Dn nominal	viteza apei
[10³ kcal/h]	[kW]	[m³/h]	[mm]	[mm]	[mm]	[m/s]
100	116	5	133	139,7 x 4	40 x 49	1
150	174	7,5	163	168,3 x 4.5	60 x 2,9	0,9
200	232	10	188	193,7 x 5.4	70 x 2,9	0,8
300	248	15	230	244,5 x 6.3	76 x 2,9	1,1
450	522	22.5	282	323,9 x 7,1	102 x 3,6	0,9
500	580	25	297	323,9 x 7,1	102 x 3,6	1
600	696	30	325	355,6 x 8	114 x 3,6	0,9
800	928	40	375	406 x 8.8	133 x 4	0,9
900	1044	45	398	406 x 8.8	133 x 4	1
1000	1160	50	423	457 x 12	159 x 4,5	0,8
1200	1392	60	456	470 x 12	159 x 4,5	0,9
1500	1740	75	525	559 x 12	194 x 5,4	0,8

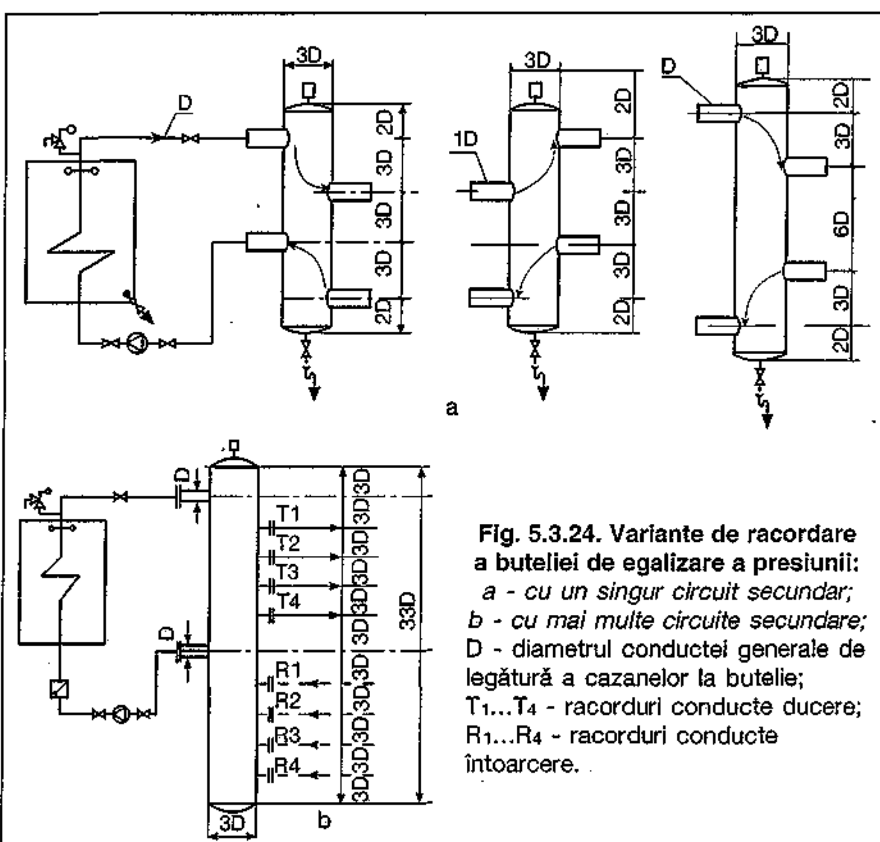


Fig. 5.3.24. Variante de racordare a buteliei de egalizare a presiunii: *a - cu un singur circuit secundar; b - cu mai multe circuite secundare;* D - diametrul conductei generale de legătură a cazanelor la butelie; T_1...T_4 - racorduri conducte ducere; R_1...R_4 - racorduri conducte întoarcere.

• k_v - debitul de apă [m³/h], pentru care robinetul cu un anumit grad de deschidere înregistrează o pierdere de sarcină de 1 bar;

• k_{vs} - are aceeași semnificație dar la deschiderea totală (nominală) a robinetului.

Valorile k_{vs} sunt indicate în prospectele de fabricație. Calculul și instrumentele ajutătoare pentru alegerea robinetelor de reglare sunt date în capitolul 6.6.

5.3.7.6 Dimensionarea buteliei de egalizare a presiunii

Eliminarea influenței reciproce a pompelor din circuitul primar (cazane-butelie-cazane), respectiv, secundar (consumatori) impune ca pierderea de sarcină, în eventualitatea circulației agentului termic prin butelie, să fie neglijabilă. Pentru aceasta Missenard recomandă viteze cuprinse între 0,04 și 0,05 m/s la recircularea totală prin butelie a debitului nominal. În practică, se admit viteze mult mai mari (0,1 m/s) pentru a nu se ajunge la diametre ale buteliei exagerat de mari.

Diametrul buteliei D_b rezultă din relația:

$$D_b = \sqrt{\frac{3{,}52 \cdot Q}{v}} \quad [mm] \qquad (5.3.5)$$

în care:
Q este debitul nominal de fluid [m³/h], iar v - viteza fluidului în butelie [m/s]
cu v = 0,1 m/s diametrul buteliei devine:

$$D_b = 60 \cdot \sqrt{Q} \quad [mm] \qquad (5.3.6)$$

Firma franceză MONTENAY prevede că diametrul D_b al buteliei trebuie să fie de trei ori mai mare decât diametrul D al conductei de racord de la cazane (tab. 5.3.1).

Modul de racordare a buteliei la circuitul primar, respectiv, secundar, în diverse variante, este dat în figura 5.3.24. Alegerea unei variante se face în funcție de poziția cea mai convenabilă a conductelor de racord.

Tabelul 5.3.2. Volumul masic al apei în funcție de temperatură

Temperatura [°C]	$v \cdot 10^{-3}$ [m³/kg]
4	1,0000
10	1,0004
20	1,0018
30	1,0044
40	1,0079
50	1,0121
60	1,0171
70	1,0228
75	1,0258
80	1,0290
85	1,0324
90	1,0259
95	1,0296
100	1,0435
105	1,0474
110	1,0515
115	1,0558

5.3.7.7 Dimensionarea distribuitorului și colectorului

Pentru centralizarea comenzilor de închidere - deschidere, reglare, golire - umplere a diferitelor ramuri de distribuție într-o instalație se prevăd conducte scurte cu rol de distribuitor, respectiv, de colector. Acestea trebuie să realizeze condiții aproximativ egale pentru toate ramurile în privința pierderilor de sarcină. Se dimensionează ca o conductă la sarcină totală distribuită și la o viteză sub 0,5 m/s (fig. 5.3.25).

Lungimea distribuitorului rezultă în funcție de numărul și diametrul racordurilor și de distanțele între ele astfel

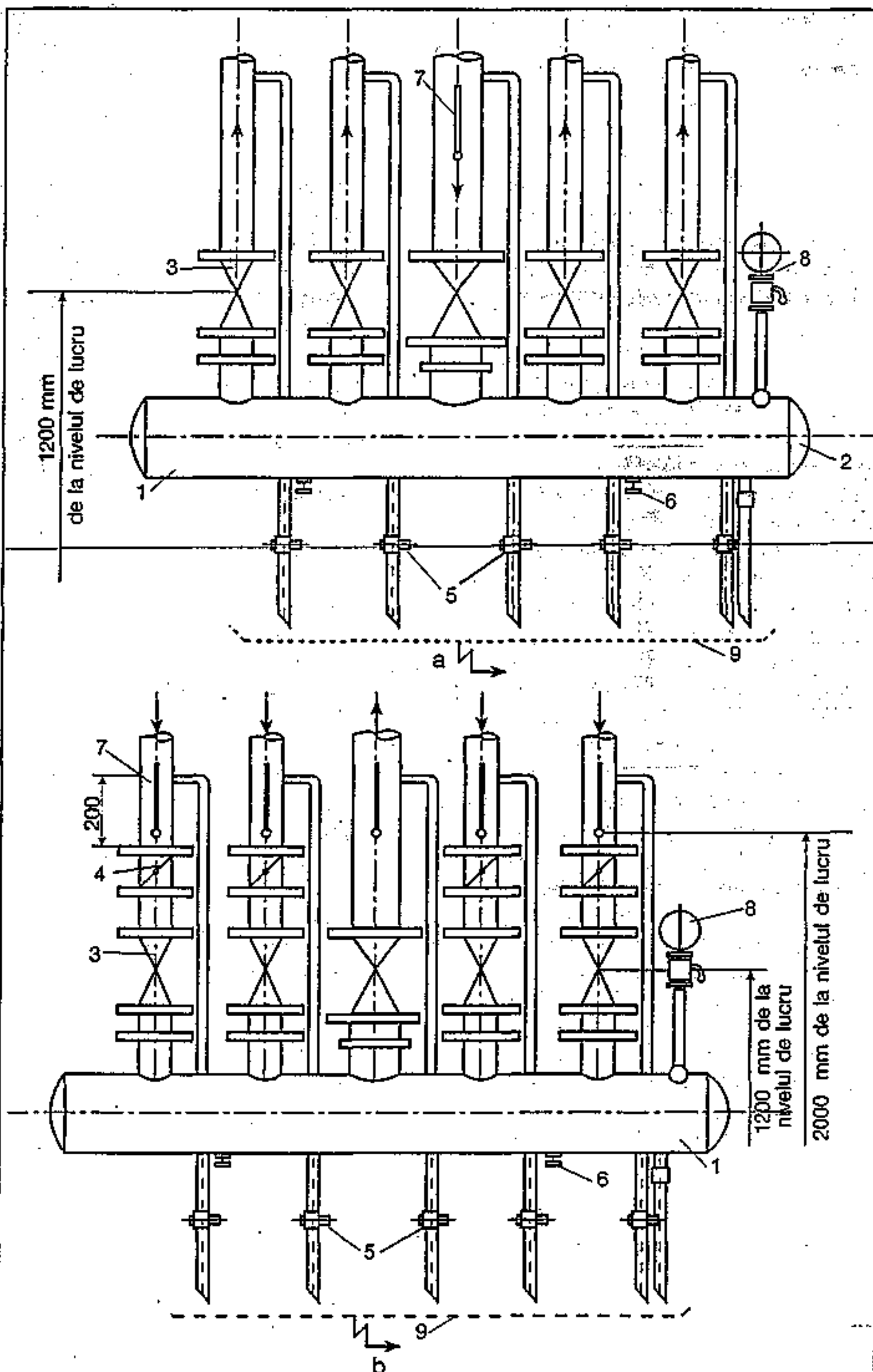


Fig. 5.3.25 Detaliu de distribuitor și de colector:
a - distribuitor; b - colector;
1 - corpul distribuitorului (colectorului); 2 - capac bombat; 3 - robinet de închidere; 4 - clapete de reglare; 5 - robinet de golire; 6 - suport; 7 - termometru; 8 - manometru; 9 - jgheab de golire.

încât operațiile de montare-demontare ale echipamentelor și de manevră a organelor de reglare să poată fi făcute fără dificultăți.

5.3.7.8 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu vas de expansiune deschis

Vasul de expansiune deschis este o construcție metalică, paralelipipedică sau cilindrică, de regulă, cu ax vertical, cu racorduri demontabile pentru conductele de legătură indicate în figura 5.3.26.

Volumul vasului de expansiune deschis V_o se calculează în funcție de volumul util V_u,

$V_u = 1{,}2 \cdot \Delta V$ [m³] (5.3.7)

în care:

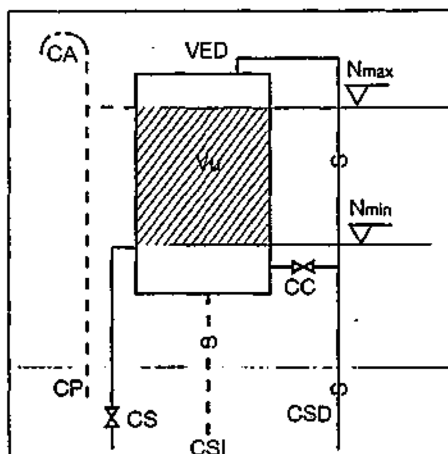


Fig. 5.3.26. Detaliu de racordare a conductelor de siguranță la vasul de expansiune deschis:
VED; CSD; CSI - au semnificația din fig. 5.3.19; V_u - volumul util al vasului; N_{max} - nivelul maxim al apei în vas; N_{min} - nivelul minim al apei în vas; CA - conductă de legătură cu atmosfera; CP - conductă de preaplin; CS - conductă de semnalizare; CC - conductă de circulație.

Tabelul 5.3.3. Diametrul conductei de siguranță de ducere

Puterea totală a cazanelor [kW]	Diametrul interior D_i [mm]
< 50	25
51...145	32
146...320	40
321...630	50
631...1 280	65
1 286...2 175	80
2 176...3 720	100
3 721...6 235	125
6 236...9 395	150
9 396...13 195	175
13 196...17 640	200

- 1,2 este un coeficient de siguranță;
- ΔV - creșterea volumului apei din instalație datorită dilatării, calculată cu relația:

$$\Delta V = V_{inst} \cdot \left(\frac{v_{tm}}{v_{+10\,°C}} - 1 \right) \quad [m^3] \quad (5.3.8)$$

în care:

V_{inst} este volumul apei din instalație stabilit prin însumarea volumelor de apă din interior ale echipamentelor și conductelor [m³];

v_{tm} - volumul masic al apei la temperatura medie de regim (medie aritmetică între temperatura de ducere și cea de întoarcere, în condiții nominale) [m³/kg];

$v_{+10\,°C}$ - volumul masic al apei la temperatura minimă admisă în clădire la sfârșitul perioadei de întrerupere a funcționării instalației (de regulă, +10 °C) [m³/kg];

Volumul masic al apei în funcție de temperatură este dat în tabelul 5.3.2.

Volumul total al vasului de expansiune deschis V_o este mai mare decât volumul util cu o valoare corespunzătoare rezervei de apă necesară acoperirii pierderilor normale și a înălțimii corespunzătoare diametrului conductei de preaplin. În general, acest spor nu depășește 30 % deci:

$V_o = 1{,}3 \cdot V_u$ [m³] (5.3.9)

Volumul total al vasului de expansiune deschis poate fi realizat și din mai multe vase legate între ele în paralel, la baza și la nivelul preaplinului cu conducte de diametru egal cu conducta de siguranță de întoarcere.

- Conducta de siguranță de ducere CDS are un diametru interior determinat în funcție de puterea generatoarelor de căldură, în ipoteza solicitării maxime, cu relația:

$$d_{CSD} = 15 + 1{,}5 \cdot \sqrt{\sum Q / 1160} \text{ [mm]} \quad (5.3.10)$$

în care:

$\sum Q$ este puterea generatoarelor de căldură racordate la conducte de siguranță [W].

În tabelul 5.3.3 sunt date diametrele conductelor de siguranță de ducere calculate cu relația 5.3.10. Diametrul minim admis pentru conducta de siguranță de ducere este 25 mm.

Tabelul 5.3.4. Diametrul conductei de siguranță de întoarcere

Puterea totală a cazanelor [kW]	Diametrul interior D_i [mm]
< 115	25
116...335	32
336...725	40
726...1 240	50
1 241...2 900	65
2 901...4 900	80
4 901...8 380	100
8 381...14 035	125

- Conducta de siguranță întoarcere CSI are un diametru interior calculat, de asemenea, în funcție de puterea generatoarelor racordate $\sum Q$.

$$d_{CSI} = 15 + \sqrt{\sum Q / 1160} \text{ [mm]} \quad (5.3.11)$$

sau se alege din tabelul 5.3.4

- Conducta de legătură cu atmosfera, CA are diametrul conductei de siguranță de ducere.
- Conducta de preaplin are, pe înălțimea vasului de expansiune, aria interioară egală cu suma ariilor conductelor de siguranță de ducere și de întoarcere. În rest, până în centrala termică, are diametrul egal cu al conductei de siguranță de ducere.
- Conducta de circulație are diametrul minim de 1/2" și este prevăzută cu un robinet, mufă sau teu de reglare.
- Conducta de semnalizare are rolul de a semnaliza atingerea nivelului minim în vasul de expansiune la umplerea instalației.

Este indicată prevederea, în locul conductei și a robinetului de semnalizare, a unui sistem electric sau electronic. În mod curent, nivelul apei din instalație este urmărit și cu ajutorul unui hidrometru montat în centrala termică pe conducta de întoarcere la cazane.

Exemplul de calcul 1

Se dimensionează sistemul de asigurare cu vas de expansiune deschis pentru o instalație de încălzire cu apă caldă având:

- puterea instalată: $Q_{CT} = 2\,000$ kW;
- temperatura maximă de ducere: $t_d = 95$ °C;
- temperatura de întoarce: $t_r = 75$ °C;
- temperatura medie, minimă în clădire: $t_{in} = 10$ °C;
- înălțimea totală a clădirii: $h = 35$ m
- volumul de apă din instalație: $V_{inst} = 30$ m³;

Rezolvare

- temperatura medie, maximă de regim:

$$t_m = \frac{95 + 75}{2} = 85 \text{ °C}$$

- excesul de volum al apei datorat dilatării se calculează aplicând relația 5.3.8.

$$\Delta V = V_{inst} \cdot \left(\frac{v_{tm}}{v_{+10°C}} - 1 \right) = 30 \cdot \left(\frac{1{,}0323}{1{,}0004} - 1 \right) = 0{,}96 \text{ m}^3$$

- volumul util al vasului de expansiune, cu relația 5.3.7

$V_u = 1{,}2 \cdot \Delta V = 1{,}2 \cdot 0{,}96 = 1{,}152$ m³

- adăugând un spor pentru asigurarea rezervei de apă pentru acoperirea unor pierderi, volumul total este:

$V_o = 1{,}3 \cdot V_u = 1{,}3 \cdot 1{,}152 = 1{,}5\ m^3$

Rezultă ca fiind necesar un vas de expansiune conform „Detalii tip IPCT", cu o capacitate nominală de 1500 l.

- diametrul conductei de siguranță de ducere se calculează cu relația 5.3.10

$$d_{CSD} = 15 + 1{,}5 \cdot \sqrt{\sum Q / 1160} = 77{,}3\ mm$$

Diametrul de țeavă cel mai apropiat este 89 x 3.5. Același diametru rezultă și din tabelul 5.3.3.

- diametrul conductei de siguranță de întoarcere se calculează cu relația 5.3.11

$$d_{CSI} = 15 + \sqrt{\sum Q / 1160} = 56{,}52\ mm$$

Din tabelul 5.3.4 rezultă o conductă D_n 65 mm.

Conducta de legătură cu atmosfera, CA, va avea diametrul conductei de siguranță ducere, deci:

$d_{CA} = 89 \times 3{,}5$ mm.

Conducta de preaplin are pe înălțimea vasului de expansiune diametrul corespunzător sumei ariilor CSD, CSI,

$$D_{CP} = \sqrt{D_{CSD}^2 + D_{CSI}^2} = \sqrt{80^2 + 65^2} = 103\ mm$$

Corespunde țeava Ø 108 x 4, iar pe restul traseului Ø 89 x 3.5.

5.3.7.9 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu supape de siguranță și vas de expansiune închis

Supapele de siguranță au rolul de a proteja instalația împotriva creșterii presiunii peste valorile maxime admise.

Principalele cauze de creștere a presiunii și debitele de fluid ce trebuie evacuate pentru evitarea suprapresiunii sunt:

a) creșterea temperaturii peste valoarea limită de formare a aburului saturat ca urmare a fenomenului de fierbere; debitul de abur D produs este:

$D = 1{,}72 \cdot Q_s$ [kg/h] (5.3.12)

în care Q_s este puterea maximă a cazanului [kW];

b) excedentul de apă produs ca urmare a creșterii temperaturii; debitul de apă rezultat din dilatare considerat a fi numeric egal cu excesul rezultat din dilatare a apei din instalație în timp de o oră între temperatura minimă admisă la sfârșitul perioadei de oprire a instalației și temperatura medie de regim [l/h].

c) nefuncționarea corectă a presostatului pompei de adaos, debitul de apă ce trebuie evacuat este egal cu debitul pompei de adaos la presiunea maximă admisă în instalație [l/h].

Pentru fiecare din cauzele de creștere a presiunii se prevăd supape de siguranță separate. Dacă pentru două cauze de creștere a presiunii locul de montare al supapelor coincide, se aleg supapele cu capacitatea cea mai mare. Este cazul supapelor montate pe cazane care preiau evacuările determinate de cauzele a și c, debitul rezultat din dilatare (cauza b) fiind inferior celorlalte două.

În funcție de natura fluidului evacuat, capacitatea de evacuare a supapelor de siguranță se calculează conform Prescripțiilor tehnice ISCIR C 37.

- pentru evacuare de abur

$$G = 1{,}61 \cdot \alpha \cdot \psi \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1{,}1 \cdot p_r + 1}{v_1}}\ [kg/h]\quad (5.3.13)$$

- pentru evacuare de apă

$$G = 1{,}61 \cdot \alpha \cdot A \cdot \sqrt{(1{,}1 \cdot p_r - p_{c2}) \cdot \rho}\ [kg/h]\quad (5.3.14)$$

în care:

– α este coeficientul de curgere a supapei, determinat conform prescripțiilor tehnice C. 37 - Colecția ISCIR, coeficient înscris în documentația tehnică a tipului de supapă ales;

– ψ - coeficient de dilatare a fluidului;

- A - aria secțiunii de curgere a supapei alese, înscrisă în documentația tehnică a produsului [mm²];

- p_r - presiunea de reglare marcată pe supapă (presiunea la care supapa se deschide) [bar];

- p_{c2} - contrapresiunea maximă creată în timpul deschiderii supapei [bar];

v_1 - volumul specific al aburului la presiunea $1{,}1 \cdot p_r + 1$ [m³/kg];

– ρ - densitatea apei la temperatura și presiunea din amonte de supapă [kg/m³].

Observație: presiunea de reglare p_r, marcată pe supapa de siguranță, definită conform prescripțiilor tehnice C 37 - Colecția ISCIR, are valoarea:

$p_r = 1{,}1 \cdot p_1$ (5.3.15)

Fiecare cazan trebuie să fie prevăzut cu cel puțin două supape de siguranță; se exceptează cazanele cu puteri mai mici de 60 kW pentru care se prevede o singură supapă.

Secțiunea de curgere a fiecărei supape trebuie să fie de minimum 400 mm².

Capacitatea de evacuare însumată $\sum G$ a tuturor supapelor de siguranță trebuie să fie cel puțin egală cu debitul de fluid G_f ce trebuie evacuat

$\sum G \Rightarrow G_f$ [kg/h] (5.3.16)

Exemplul de calcul 2

Se dimensionează supapele de siguranță pentru un cazan de apă caldă cunoscând: puterea termică a cazanului Q = 1000 kW; presiunea maximă din instalație P_{max} = 6 bar; iar temperatura agentului termic t_{max} = 95 °C.

În ipoteza că, accidental, arzătorul cazanului intră în funcțiune cu vanele închise, întreaga putere este folosită pentru producerea aburului.

Rezolvare

Debitul de abur produs:

$$G = \frac{Q}{r} = \frac{1000 \cdot 3600}{2121} = 1697\ kg/h$$

în care: r este căldura latentă de vaporizare [J/kg]

Capacitatea de evacuare a supapei pentru abur (relația 5.3.13)

$$G = 1{,}61 \cdot \alpha \cdot \psi \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1{,}1 \cdot p_r + 1}{v_1}} =$$

$$= 1{,}61 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}45 \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1{,}1 \cdot 5 + 1}{0{,}38}} = 1{,}2\ kg/h$$

Valorile pentru α și ψ s-au ales, ca exemplu, din capitolul 6.6.

Rezultă aria secțiunii de trecere a supapei

A = 1697 / 1,2 = 1415 mm²

Diametrul supapei

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1415}{\pi}} = 42{,}5\ mm$$

Se prevăd 2 supape cu diametrul de 2" (una de rezervă, conform STAS 7132) sau 3 supape de 1".

În ipoteza că, accidental, sistemul de preluare a excesului de apă din dilatare (vase de expansiune) este defect și acest exces trebuie evacuat prin supapa de siguranță, diametrul supapei se determină luând în considerație:

- cantitatea de apă din instalație V_{inst} = 60000 l
- temperatura medie de regim t_m = 85 °C
- timpul de intrare în regim a instalației 30 min
- contrapresiunea la ieșirea din supapă 0,01 bar

– Cantitatea de apă rezultată din dilatare (relația 5.3.8)

$$\Delta V = V_{inst} \cdot \left(\frac{V_{+85°C}}{V_{+10°C}} - 1\right) =$$

$$= 60000 \cdot \left(\frac{1{,}0323}{1{,}0004} - 1\right) = 1913\ l$$

Debitul de apă rezultat din dilatare

$$G = \frac{\Delta V}{0{,}5 \cdot v_m} = \frac{1913}{0{,}5 \cdot 1{,}0323} = 3706\ kg/h$$

Capacitatea de evacuare a supapei (relația 5.3.14)

$$G = 1{,}61 \cdot \alpha \cdot A \cdot \sqrt{(1{,}1 \cdot p_r - p_{c2}) \cdot \rho} =$$

$$= 1{,}61 \cdot 0{,}45 \cdot A \cdot \sqrt{(1{,}1 \cdot 6 - 0{,}01) \cdot 0{,}97} =$$

$$= 1{,}803\ kg/h$$

Aria supapei A = 3706 / 1,803 = = 2055 mm²

Diametrul necesar

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2055}{\pi}} = 51{,}15\ mm$$

Rezultă o supapă de 2" ca și în ipoteza formării și eliminării aburului.

• Volumul vasului de expansiune se calculează cu relația:

$$V = 1{,}1 \cdot \Delta V \cdot \frac{1}{1 - \frac{p_{min}}{p_{max}}}\ [m^3]\quad (5.3.17)$$

în care:

– ΔV este excesul de apă rezultat din dilatare (relația 5.3.8);

- p_{min} - presiunea absolută, minimă, în vasul de expansiune închis, necesară menţinerii apei în instalaţia rece, la o cotă care să depăşească punctul cel mai înalt al acesteia [bar absolut];
- p_{max} - presiunea absolută, maximă în instalaţie, determinată de rezistenţa elementelor componente ale instalaţiei [bar absolut].

Exemplul de calcul 3

Se calculează volumul vasului de expansiune închis pentru o instalaţie de încălzire cu apă caldă cunoscând: puterea termică instalată $Q = 2000$ kW; parametrii agentului termic 95/75 °C; presiunea maximă admisă în instalaţie $p_{max} = 5$ bar; volumul de apă existent în elementele instalaţiei $V_{inst} = 30$ m³; consumatorul cel mai sus plasat faţă de baza VEI este la 30 m.

Rezolvare

Excesul de apă rezultat din dilatare

$$\Delta V = V_{inst} \cdot \left(\frac{V_{tm}}{V_{+10°C}} - 1 \right) =$$

$$= 30 \cdot \left(\frac{1{,}0323}{1{,}0004} - 1 \right) = 0{,}96 \text{ m}^3$$

Volumul vasului de expansiune închis

$$V = 1{,}1 \cdot \Delta V \cdot \frac{1}{1 - \frac{p_{min}}{p_{max}}} =$$

$$= 1{,}1 \cdot 0{,}96 \cdot \frac{1}{1 - \frac{3+1}{5+1}} = 3{,}168 \text{ m}^3$$

Volumul vasului de expansiune închis este, în raport cu volumul vasului deschis, cu atât mai mare cu cât presiunea minimă este mai mare (clădirea mai înaltă) şi presiunea maximă este mai mică (componentele instalaţiei rezistă la o presiune mică)

5.3.7.10 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu vas de expansiune închis şi rezervor de descărcare

Dacă volumul vasului de expansiune închis este mai mare de 5 000 l, se recomandă schema de asigurare cu rezervor de descărcare şi pompe de adaos.

Vasul de expansiune închis preia numai excesul de apă rezultat din dilatare în limita a 10 °C sau 0,2...0,3 ΔV, restul revenind rezervorului de descărcare.

Pompa de adaos are rolul de a menţine în sistem presiunea minimă necesară, caracteristicile hidraulice stabilindu-se astfel:

- debitul pompei de adaos la presiunea minimă este dată de relaţia

$$G = \frac{Q_s}{2000} \text{ [l/h]} \qquad (5.3.18)$$

în care Q_s este puterea maximă a instalaţiei [kW]

Înălţimea de pompare se stabileşte cu relaţia:

$$H_p = p_{min} + \Sigma(R \cdot l + Z) + H_g + H_s \text{ [Pa]} \qquad (5.3.19)$$

în care:

p_{min} - presiunea minimă în instalaţie [Pa];

$\Sigma(R \cdot l + Z)$ - suma pierderilor de sarcină pe traseul circuitului de adaos [Pa];

H_g - înălţimea geodezică corespunzătoare diferenţei de cotă între nivelul minim al apei din vasul de expansiune închis şi rezervorul de descărcare [Pa];

H_s - înălţimea de siguranţă [Pa].

5.3.7.11 Alegerea staţiei de tratare a apei

Sărurile solubile de calciu şi magneziu existente în apa naturală folosită drept agent termic pot compromite funcţionarea generatoarelor de căldură prin depunerile de crustă ce capătă, în timp, grosimi apreciabile, pe suprafaţa de schimb de căldură.

Prezenţa în apă a sărurilor solubile este măsurată în grade de duritate. Sunt cunoscute două scări: germană, în °d şi franceză, în °f, între care există relaţia:

1 °f = 0,56 °d, respectiv,

1°d = 1,78 °f = 10 mg $CaCO_3$/l

Duritatea apei se stabileşte prin analiză în laboratoare autorizate care emit buletine oficiale de analiză.

Conform Normativului I 13, pentru centralele termice cu o capacitate peste 2 MW, amplasate în zone în care duritatea apei depăşeşte 10°d, se prevăd staţii de dedurizare pentru reducerea durităţii apei de alimentare sub 5°d.

Se recomandă aceeaşi soluţie şi pentru centralele termice cu capacitate sub 2 MW.

Dedurizarea apei destinată umplerii instalaţiilor de încălzire precum şi compensării pierderilor din timpul exploatării are loc în echipamente speciale.

În România se folosesc, cu bune rezultate, echipamentele de dedurizare tip NOBEL (fig. 5.3.28 b). Alegerea corectă a unei staţii de dedurizare SDD se face în conformitate cu doi parametri:

- debitul maxim, cu valori de până la 48 m³/h;
- capacitatea ciclică care permite determinarea volumului de apă de o anumită duritate pe care îl poate trata SDD până la epuizarea capacităţii masei (până la regenerare).

Toate echipamentele de dedurizare a apei trebuie să îndeplinească unele condiţii tehnice la locul de montare:

- apa brută să fie curată, fără suspensii sau impurităţi mecanice şi chimice, iar temperatura ei să nu depăşească 40 °C;
- debitul de apă consumată din staţie să nu depăşească debitul maxim prescris pentru respectiva staţie, în caz contrar apare duritatea reziduală;
- regeneratorul folosit (soluţie de NaCl) să fie curat, fără impurităţi mecanice sau chimice şi să aibă concentraţia indicată;
- instalaţia să fie prevăzută cu o clapetă de reţinere pe conducta de refulare sau cu o refulare liberă în vas tampon.

5.3.7.12 Alegerea filtrelor de impurităţi

Pe conductele de întoarcere la cazane se prevăd armături pentru reţinerea impurităţilor din apă, abur şi alte fluide asemănătoare, cu acţiune corosivă slabă (fig. 5.3.28 c). Elementul filtrant în execuţie curentă este din ţesătură de alamă cu diametrul sârmei de 0,25 mm. Parametrii de lucru: diametrul no-

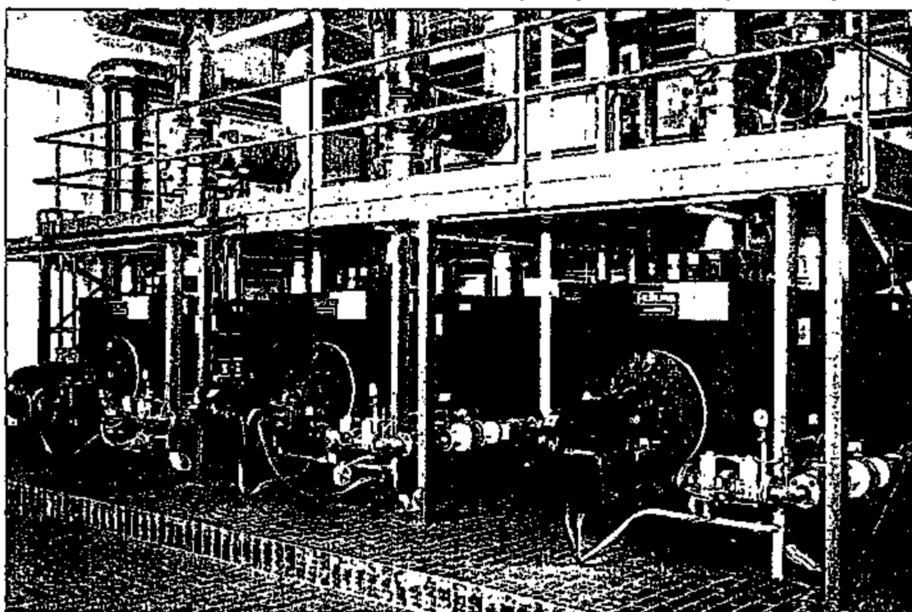


Fig. 5.3.27. Exemplu de amplasare a cazanelor într-o centrală termică cu apă caldă, funcţionând cu combustibil gaze naturale.

minal D_n = 15.....400 mm; presiunea nominală P_n = 25...40 bar; temperatura maximă de lucru t ≤ 450 °C. Alegerea filtrului se face astfel încât diametrul conductei să corespundă cu diametrul nominal al filtrului.

5.3.8. Amplasarea centralei termice

Locul de amplasare a centralelor termice depinde de puterea instalată, de natura combustibilului utilizat și de unele restricții date de prescripțiile ISCIR și de reglementările de siguranță la foc.

Astfel, încălzirea și prepararea apei calde de consum pentru o locuință unifamilială (apartament) se pot asigura cu un echipament unitar care îndeplinește toate funcțiunile unei centrale termice, inclusiv asigurarea împotriva suprapresiunilor accidentale (micro sau mini centrale termice). Acestea, folosind, de regulă, combustibil gazos, pot fi înglobate în mobilierul de bucătărie, pe pardoseală sau pe perete sau pot fi amplasate în încăperi speciale.

Centralele termice mici, până la 100 kW, destinate alimentării cu căldură a clădirilor de locuit unifamiliale sau colective, atelierelor, magazinelor mici, etc. sunt amplasate în clădirea în cauză, într-o încăpere special rezervată, de la subsol sau parter.

Centralele termice de putere medie destinate alimentării cu căldură a unei clădiri sau a unui grup restrâns de clădiri pot fi amplasate în spații special amenajate, în subsolul uneia din clădiri, de preferință cea mai înaltă.

Amplasarea centralei termice se poate face și pe terasa clădirii. Soluția prezintă avantajul reducerii cheltuielilor pentru coșul de fum și, în general, pentru spațiul centralei, simplifică sistemul de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale dar încarcă, suplimentar, structura de rezistență. În calculul conductelor trebuie ținut seama de efectul de gravitație care operează total diferit în acest caz.

Amplasarea, în construcție proprie, eventual, adosată unei clădiri este soluția aproape generală pentru centralele termice mari. În acest caz se urmărește reducerea efectelor poluării ținând seama de direcția vânturilor dominante, poziția și înălțimea coșurilor față de clădirile din zonă, configurația terenului, posibilitatea extinderilor etc.

Pentru simplificarea alimentării cu energie electrică și cu apă, ca și pentru simplificarea exploatării, se recomandă gruparea centralelor termice cu alte utilități ca, de exemplu, stații de pompare a apei, posturi trafo, stații de aer comprimat etc.

În amplasarea centralelor termice se respectă prescripțiile tehnice ISCIR, reglementările de siguranță la foc, Normativele I 6 și I 13 și are în vedere protecția la zgomot a spațiilor în care se desfășoară activități sensibile la zgomot și a spațiilor de locuit.

Centralele termice înglobate în clădiri nu se amplasează:

- sub sau lângă încăperea cu pericol de incendiu din categoria A sau B;
- sub săli aglomerate și sub căile de evacuare a acestora și sub scene;
- sub încăperile destinate colectivităților de copii de vârstă preșcolară;
- sub săli de clasă, laboratoare sau săli de gimnastică;
- sub saloane de bolnavi sau sub săli de operații;
- în spații cu înălțimea mai mare de 28 m.

Categoria de pericol de incendiu A sau B se stabilește în conformitate cu „Normele tehnice de proiectare și realizare a construcțiilor privind protecția la acțiunea focului", P 118, capitolul 3, elaborate de INCERC - IPCT, în funcție de prezența în încăperi a substanțelor cu pericol de incendiu sau de explozie.

5.3.9. Organizarea centralei termice

În raport cu mărimea centralei, cu numărul de agenți termici preparați și cu combustibilul utilizat, o centrală termică poate fi organizată într-una sau mai multe încăperi.

Centralele termice mici au nevoie de o singură încăpere în care se montează



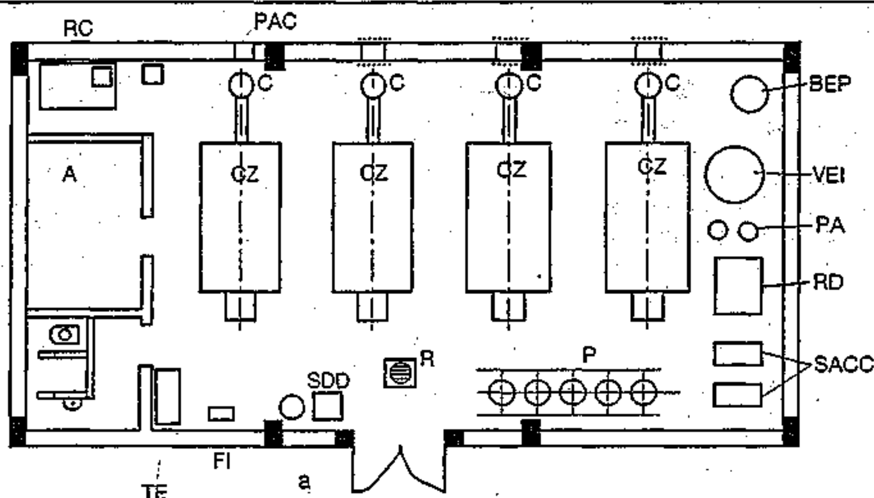


Fig. 5.3.28. Exemplu de amplasare a echipamentelor într-o centrală termică de putere mare:
a - amplasamentul echipamentelor; b - dedurizator pentru tratarea apei tip NOBEL; c - filtru de impurități
CZ - cazan; BEP - butelie de egalizare a presiunii; VEI - vas de expansiune închis; PA - pompă de adaus; RD - rezervor de descărcare; SACC - schimbător de căldură pentru prepararea apei calde de consum; P - pompe; RC - rezervor de combustibil; TE - tablou electric; R - recipient de ape uzate; C - coș de fum metalic; PAC - priza de aer pentru combustie; SDD - stație de dedurizare a apei; FI-filtru de impurități; A - atelier; 1 - corpul filtrului; 2 - element filtrant; 3 - garnitura; 4 - capac.

toate echipamentele cu excepția celor cu combustibil solid la care se prevede o încăpere adiacentă pentru depozitarea combustibilului la nivelul consumului zilnic.

Centralele termice de putere medie și mare se pot organiza într-o singură încăpere sau în mai multe încăperi cu comunicare directă între ele.

Organizarea într-o singură încăpere prezintă avantajul unei supravegheri ușoare, personalul de exploatare având în permanență sub priviri întregul echipament, dar poate prezenta și dezavantaje majore legate de natura combustibilului utilizat.

Astfel, în cazul combustibilului gazos, amplasarea întregului echipament într-o singură încăpere conduce la volume mari ale acesteia și, în consecință, conform normativului I 6, la suprafețe vitrate, de decompresie, de dimensiuni care, în foarte multe situații, nu pot fi realizate cu ușurință. Pe de altă parte, amplasarea echipamentelor în mai multe încăperi care comunică direct cu sala cazanelor nu diminuează volumul de calcul al suprafeței de decompresie.

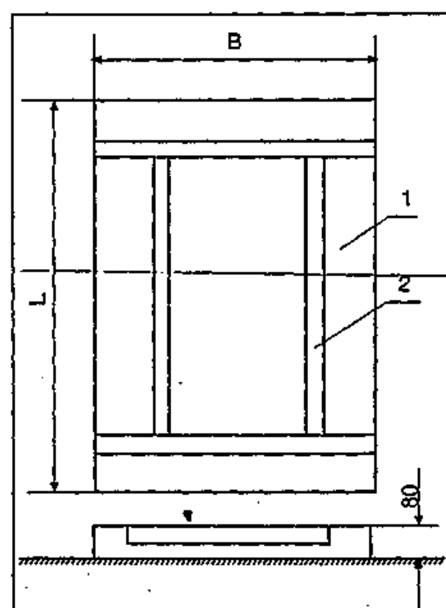


Fig. 5.3.29. Exemplu de postament pentru cazan din fontă:
L - lungimea; B - lățimea;
1 - postamentul din beton; 2 - cadru din oțel (fier U sau platbandă) înglobat în postament.

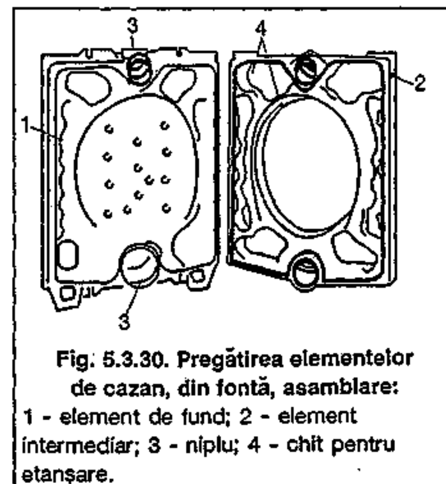


Fig. 5.3.30. Pregătirea elementelor de cazan, din fontă, asamblare:
1 - element de fund; 2 - element intermediar; 3 - niplu; 4 - chit pentru etanșare.

În cazul utilizării combustibilului solid, în speță cărbunele, echipamentele sensibile la praf cum sunt tablourile electrice și de automatizare, pompele etc. trebuie montate în încăperi separate de sala cazanelor.

Modul de amplasare a cazanelor funcționând cu combustibil gazos, într-o centrală termică de putere mare, este arătat în figura 5.3.27.

Centralele termice de putere medie și mare trebuie să fie prevăzute cu grupuri sanitare (lavoar, duș, WC), vestiar și un mic atelier dotat pentru reparații curente.

Mărimea spațiului centralei termice se stabilește în funcție de numărul și gabaritul echipamentelor, de spațiile necesare montajului, întreținerii, reparării și înlocuirii acestora, de prescripțiile ISCIR, P118 și, nu în ultimul rând, de indicațiile furnizorului de echipamente.

Amplasarea echipamentelor începe cu cazanele, a căror poziție depinde de poziția coșului de fum. Frontul cazanelor trebuie să fie aliniat și orientat către un perete vitrat. În față trebuie rezervat spațiul necesar amplasării arzătoarelor și efectuării operațiilor de control și întreținere. Distanța între cazane este de minimum 0,8 m, dacă instrucțiunile furnizorului nu impun altă valoare.

În jurul rezervoarelor de orice fel se prevăd spații de acces de minimum 500 mm. Aceste spații pot fi reduse pe două laturi, la 100 mm, dacă rezervorul poate fi deplasat pentru revizii și reparații. Tablourile electrice, de regulă, sub forma unor dulapuri metalice, se montează la pereți în locuri protejate de lovituri și scurgeri de apă, cu acces ușor și fără pericol de electrocutare.

Pentru amplasarea elementelor gospodăriei de combustibil, a se vedea capitolul 5.5.

În general, echipamentele centralei termice se amplasează astfel încât să rezulte între ele legături cât mai scurte, să fie evitate numeroasele încrucișări de conducte, cu atenția cuvenită esteticii finale. Pentru găsirea celei mai favorabile amplasări a echipamentelor se recomandă folosirea unor machete cu dimensiuni în plan, la scară, ale acestora, machete care pot fi ușor deplasate și poziționate în diverse variante (fig. 5.3.28 a)

Înălțimea centralei depinde de puterea instalată, gabaritul echipamentelor și de tipul de agent termic preparat.

Pardoseala se execută cu pantă (în ape) către unul sau mai multe recipiente de colectare a apelor scăpate cu ocazia intervențiilor la instalație, recipiente racordate sifonat, la canalizare. La aceste recipiente se racordează și pâlniile sau jgheaburile de colectare a apelor evacuate prin robinetele de golire sau de dezaerisire. Pompele cu presetupă sunt, de a semenea, prevăzute cu conducte de evacuare a scăpărilor de apă normale. Cele fără presetupă și cele cu etanșare mecanică nu au scăpări.

Lucrările de finisaj, tencuieli, placări, vopsitorii, urmăresc realizarea unui nivel estetic ridicat, însă cu cheltuieli minime.

Sălile de cazane ale centralelor termice se separă obligatoriu de clădiri (spații cu altă destinație) prin pereți și planșee din materiale cu limita de rezistență la foc de minimum 1 1/2 h pentru pereți și 1 h pentru planșee.

Ușile de acces ale centralelor termice care nu intră în prevederile prescripțiilor ISCIR, C1 se amplasează astfel încât să conducă direct în spațiul principal de supraveghere a utilajelor și să aibă deschidere în afară, direct spre exterior sau într-un spațiu, în directă legătură cu exteriorul care nu poate fi blocat.

5.3.10. Montarea echipamentelor și a conductelor în centrala termică

Echipamentele, aparatele și materialele utilizate la executarea instalațiilor din centrala termică vor avea caracteristicile prevăzute în standardele de stat, prescripțiile tehnice sau normele în vigoare. Ele trebuie să fie omologate sau agrementate de instituții autorizate, să corespundă condițiilor tehnice prevăzute în proiectul de execuție și să fie însoțite de: certificatul de calitate al furnizorului; fișe tehnice conținând caracteristicile produsului; instrucțiuni de montare, probare, întreținere și exploatare a produsului; certificatul de garanție; certificate de atestare a performanțelor emise de către institute abilitate în acest scop.

Elementele de instalații care fac obiectul instrucțiunilor tehnice ISCIR (cazane, recipiente sub presiune, supape de siguranță etc.) trebuie să corespundă și prevederilor acestora iar cele care sunt supuse condițiilor de omologare ale Biroului de Metrologie Legală (BRML), să fie însoțite de certificatul de omologare.

5.3.10.1 Montarea cazanelor

Se face pe postamente din beton având configurația, dimensiunile și distanțele față de alte elemente de construcții sau instalații indicate în instruc-

țiunile de montare date de furnizor. Se folosesc numai sculele, dispozitivele auxiliare și materialele indicate în instrucțiuni. De regulă, cazanele din oțel se livrează monobloc, operațiile de montare reducându-se la fixarea pe postamente, montarea arzătoarelor, echiparea suplimentară cu organe de închidere și reglare și racordarea la instalație. Cazanele din fontă se livrează sub formă de elemente componente ce se asamblează la locul de montare pe postamentele turnate în prealabil (fig. 5.3.29). Excepție fac unitățile mici, cu puteri până la 50 kW, care se livrează monobloc.

Elementele din fontă, din care se constituie cazanul propriu-zis, se asamblează prin nipluri nefiletate de formă cilindrică, confecționate din oțeluri moi, austenitice care, unse cu o peliculă din miniu de plumb, prin presare, intră în mufele ușor tronconice ale elementelor cazanului. Elementele din fontă sunt pregătite în ordinea de montare (element de fund, elemente intermediare, element frontal), prin curățire de impurități și prin plasarea în canalele semicirculare lăsate din turnare a unui chit de etanșare a circuitului gazelor de ardere (fig. 5.3.30).

Strângerea prin presare a pachetului de elemente se face cu un set de scule indicat în figura 5.3.31. Sunt supuse strângerii, inițial, cel mult trei elemente (elementul de fund și două intermediare) după pregătirea prealabilă și așezarea lor pe postament în poziția indicată de săgețile rezultate din turnare, pe fiecare element (fig. 5.3.32)

Se adaugă, succesiv, element cu element, centrând niplurile în anexele elementelor și repetând operația de strângere.

După asamblarea tuturor elementelor se demontează sistemul de presare și se asigură strângerea permanentă cu ajutorul a patru tiranți exteriori (fig. 5.3.33)

Urmează proba de etanșeitate în vederea căreia se închid, cu dopuri sau flanșe, toate racordurile cazanului și după umplerea cu apă se ridică presiunea indicată de furnizor și de proiectant.

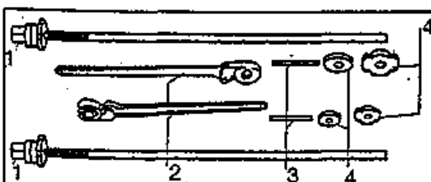


Fig. 5.3.31. Set de scule pentru strângere prin presare a elementelor cazanului din fontă:
1 - stangă filetată cu piuliță de strângere;
2 - cheie de strângere, cu clichet;
3 - bolțuri; 4 - flanșe.

Urmează montarea mantalei livrată sub formă de panouri din tablă, căptușite cu plasă minerală (fig. 5.3.34). Este posibilă și livrarea separată a izolației și a panourilor din tablă.

5.3.10.2 Montarea pompelor de circulație

Se face, în raport cu mărimea și tipul constructiv, pe conducte sau pe postamente.

În amplasarea și montarea pompelor se vor respecta instrucțiunile furnizorului. În general pompele fără presetupă, cu diametrul rotorului până la 150 mm, se montează pe conducte cu sau fără sprijinire suplimentară pe elementele de construcții. Pompele cu diametru mai mare au etanșare mecanică și se montează pe postamente din beton, individuale sau comune, aliniate și la distanțe care să facă posibilă montarea și întreținerea, eventual înlocuirea, fără dificultăți.

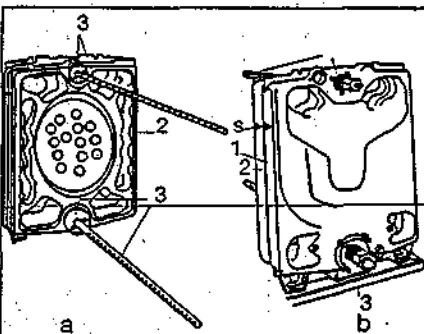


Fig. 5.3.32. Asamblarea primelor două elemente de fund și un element intermediar:
a - vedere din față; b - vedere din spate
1 - element de fund; 2 - element intermediar; 3 - dispozitive de strângere;
S - săgeată indicând poziția de montare.

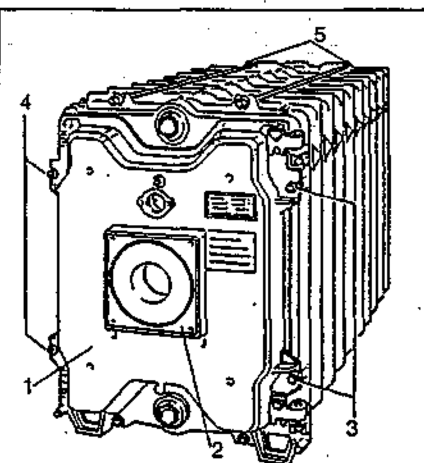


Fig. 5.3.33. Cazanul din fontă pregătit pentru probe:
1 - placa frontală; 2 - placa arzătorului;
3 - balamalele plăcii frontale; 4 - șurub de strângere a plăcii frontale; 5 - tiranți.

Pompele de conductă se intercalează pe circuit conform proiectului, de regulă, fără sprijiniri suplimentare pe elemente de construcții. Montarea pompelor se face astfel încât corpul pompelor să nu fie supus unor eforturi mecanice rezultate din greutatea conductelor, împingeri din dilatare, eforturi datorate neaxialității conductelor etc. Se vor respecta instrucțiunile de montare ale furnizorului.

Pompele cu etanșare mecanică și cele cu presetupă se montează pe postamentul din beton turnat pe fundații.

Între fundații și postamente se intercalează straturi din cauciuc sau plută expandată, cu rolul de a reduce propagarea vibrațiilor pompelor în elementele de construcții ale clădirii (fig. 5.3.35). Dacă vibrațiile pompelor sunt intense se recomandă ca și racordarea la instalație (aspirație-refulare) să se facă prin piese elastice.

Fixarea pe postament se face prin buloane încastrate în masivul postamentului, la turnare, cu ajutorul unor șabloane de poziționare.

Pe aspirația și pe refularea pompelor se prevăd organe de închidere și

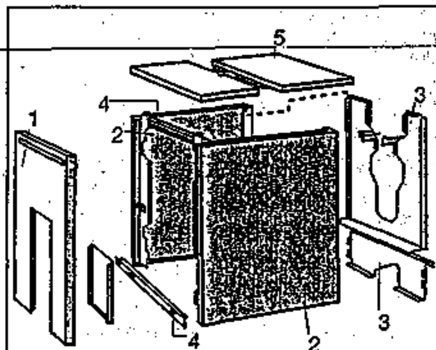


Fig.5.3.34. Elementele componente ale mantalei unui cazan:
1 - perete frontal; 2 - perete lateral;
3 - perete posterior; 4 - traversă;
5 - placă de acoperire;

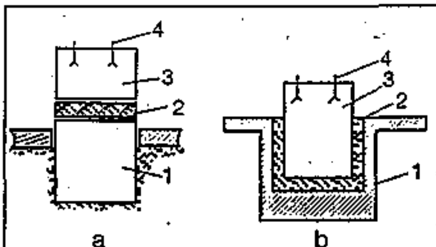


Fig. 5.3.35. Exemplu de realizare a fundațiilor și a postamentelor pentru pompe:
a - cu montaje în săpătură;
b - cu montaje în cuvă;
1 - fundație; 2 - strat elastic;
3 - postament;
4 - bulon de prindere a pompei.

racorduri demontabile. De asemenea, se prevăd și ventile sau clape de sens care să împiedice recircularea prin celelalte pompe montate în paralel.

5.3.10.3 Montarea schimbătoarelor de căldură

Se face pe pardoseală din beton sau pe fundații, în funcție de greutatea echipamentului și soluția prevăzută de constructor. Schimbătoarele pot fi de tip monobloc sau alcătuite din elemente demontabile. Prin ajustări cu plăci metalice introduse în suporturi, se realizează orizontalitatea schimbătorului. Racordarea la instalație prin cele patru racorduri este de tip demontabil astfel încât, la operațiile de întreținere, reparare, să nu fie necesară tăierea conductelor.

5.3.10.4 Montarea buteliei de egalizare a presiunii

Se face în poziție verticală, sprijinită pe pardoseală și ancorată pe înălțime de elemente de construcții. Racordarea la instalație se realizează prin flanșe.

5.3.10.5 Montarea distribuitoarelor și colectoarelor

Sunt, de regulă, elemente prefabricate fiind livrate cu toate racordurile, conform detaliului din proiect. Se montează, de regulă, la perete, la 10 - 15 cm distanță, pe console încastrate în elementele de construcții. La diametre peste 200 mm se montează pe picioare încastrate în pardoseală.

5.3.10.6 Conductele de legătură

Conductele din centrala termică vor avea traseul, cotele de montare și pantele stabilite prin proiect.

Îmbinarea conductelor se face, de regulă, prin sudură electrică sau autogenă. Conductele cu diametre sub 1" se pot îmbina și prin filet și fitinguri. La fixarea suporturilor de conductă pe elementele de construcții se va obține avizul constructorului și nu se vor executa lucrări care să afecteze structura de rezistență. Se recomandă folosirea tehnologiilor moderne bazate pe dibluri metalice sau din material plastic, introduse în găuri realizate cu mașini rotopercutante.

Proiectantul și executantul lucrărilor de instalații, în centrala termică, trebuie să țină cont de cerința de rezistență și stabilitate la sarcini statice și dinamice exercitate asupra echipamentelor și conductelor și să asigure siguranța în exploatare (cap. 9).

5.3.10.7 Protecția anticorosivă și izolarea termică a echipamentelor și a conductelor.

De regulă, cazanele și unele schimbătoare de căldură sunt livrate cu mantale de protecție și straturi de izolare termică. Schimbătoarele de căldură moderne sunt, de asemenea, protejate anticorosiv, prin straturi de email sau pelicule rezistente la apa la temperaturile de lucru. Suplimentar, pot avea protecție anodică.

Echipamentele care nu sunt livrate cu izolație termică se izolează după montare, recomandabil, cu saltele din pâslă, din vată de sticlă cu folie din material plastic aluminizat, în exterior. Fixarea izolației se face cu benzi adezive sau prin coliere.

Conductele, dupa probele de presiune, se grunduiesc și se izolează termic, de asemenea, cu saltele din material izolant protejat cu folie aluminizată.

Pot fi utilizate și alte tehnologii de izolare ca, de exemplu, izolarea cu saltele din vată de sticlă sau vată mineralizată protejate cu tablă din aluminiu. Criteriile economice și estetice vor stabili soluția.

5.4. Centrale termice cu abur de presiune joasă

Utilizarea aburului ca agent termic pentru încălzire este o soluție tehnică justificată de nevoile energetice mari ale unor consumatori industriali sau agrozootehnici, consumatori din sectorul terțiar (spitale, policlinici, hoteluri, restaurante, cantine, spălătorii etc.) sau organizări de șantier.

În cazul utilizării aburului produs în aceeași centrală termică pentru alimentarea mai multor categorii de consumatori, diferiți prin presiunea nominală necesară, se recomandă două soluții tehnice:

- centrală termică echipată cu un singur tip de cazane furnizoare de abur la presiunea cea mai mare solicitată de consumatori, urmând ca fiecare consumator să fie alimentat cu abur la presiunea necesară utilizând echipamente de reducere a presiunii;
- centrală termică echipată cu cazane diferite care asigură nivelurile de presiune solicitate, pe grupe de consumatori.

Din punct de vedere al recuperării condensatului, centralele termice de abur de presiune joasă se clasifică în două categorii:

- cu întoarcerea condensatului prin cădere liberă,
- cu întoarcerea condensatului prin pompare.

În ceea ce privește prima categorie, aceasta corespunde consumatorilor cu aceeași presiune nominală necesară, de capacități mici (sub 0,1 MW) și amplasați în apropierea centralei termice astfel încât poziția lor să permită racordarea directă, cu pantă continuă a conductei de colectare a condensa-

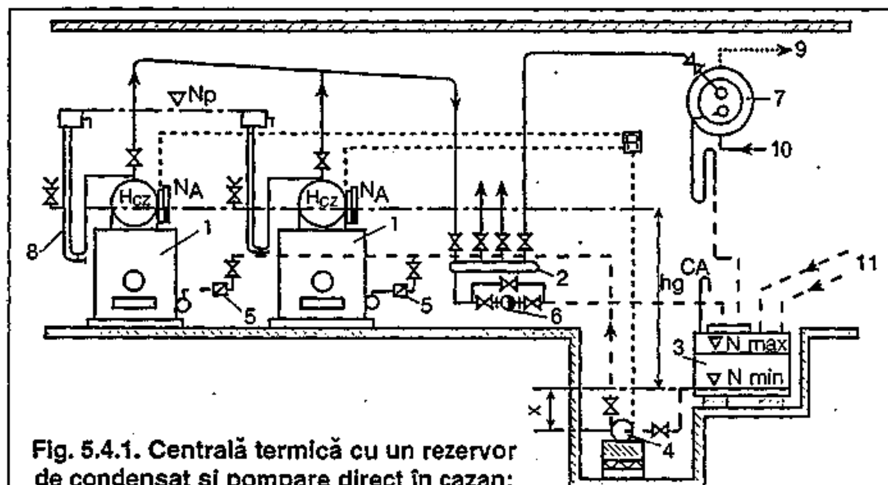


Fig. 5.4.1. Centrală termică cu un rezervor de condensat și pompare direct în cazan:

1 - cazan de abur; 2 - distribuitor de abur; 3 - rezervor de condensat; 4 - pompă de condensat; 5 - clapetă de sens; 6 - oală de evacuare condensat; 7 - boiler; 8 - dispozitiv de siguranță hidraulic; 9 - apă caldă; 10 - apă rece; 11 - condensat de la consumator; N_A - nivelul apei în cazan; Np - nivel de presiune, H_{CZ} - presiunea aburului în tambur; CA - conducta de evacuare aer; h_g - înălțime geodezică; R - releu electromagnetic; N_{max}, N_{min} - nivelul condensatului în rezervor; x - cota de amplasare pompă.

Tabelul 5.4.1. Diferențele de nivel *x* între rezervorul de condensat și axul pompei, în funcție de temperatură

Temperatura condensatului [°C]	70	75	80	85	90	95	100
Diferența de nivel *x* [m]	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0

tului de la consumatori la cazane.

Pentru instalațiile de capacități medii (între 0,1 și 2 MW) și mari (peste 2 MW), alimentând ansambluri de clădiri și consumatori depărtați de centrala termică, unii dintre aceștia fiind amplasați sub nivelul de presiune (NP), întoarcerea condensatului la cazane nu se mai poate face direct, prin cădere liberă. Se aleg soluții corespunzătoare pentru colectarea, depozitarea și întoarcerea prin pompare a condensatului la cazane.

În funcție de amplasarea consumatorilor de abur față de centrala termică și de regimul de funcționare se folosesc soluții practice pentru readucerea condensatului la cazane:

- colectare centralizată a condensatului prin cădere liberă într-un rezervor de condensat și alimentarea cazanelor prin pompare directă sau cu rezervor intermediar;
- colectarea în rezervoare de condensat, pe grupe de consumatori, și alimentarea cazanelor prin pompare;
- alimentarea cazanelor de abur cu condensat prin pompare în două trepte.

5.4.1. Centrale termice cu un singur rezervor de condensat

Soluția se adoptă pentru instalații de capacitate mică și medie. Așa cum indică figura 5.4.1, condensatul este preluat din rezervorul de condensat cu ajutorul pompelor și este introdus în cazan. Fiecare cazan are montat pe conducta de alimentare cu condensat, o clapetă de reținere care împiedică golirea acestuia în perioada când pompa nu funcționează.

Dezavantajul acestei instalații constă în pornirea și oprirea repetată a pompelor de condensat, datorită conținutului redus de apă transformată în abur în tamburul cazanelor. Intrarea în funcțiune a pompelor de condensat este comandată de scăderea nivelului apei în tambur până la nivelul minim iar oprirea acestora, de creșterea nivelului apei până la nivelul maxim. De asemenea, pornirea și oprirea pompelor de condesat poate fi comandată de nivostatele N_A montate pe cazane care asigură nivelul minim și maxim al apei din tamburul cazanelor.

Datorită temperaturii ridicate a condensatului, pompele de condensat se montează "înecat" față de rezervorul de condensat, pentru a evita fenomenul de cavitație. Cota de montare „x" a pompelor este în funcție de temperatura lichidului (tab. 5.4.1).

Utilizarea unor sisteme de recuperare a energiei termice din depozitele de condensat reduce simțitor diferența de cotă „x", între aspirația pompei și nivelul minim al lichidului din rezervorul de condensat.

5.4.2. Centrale termice cu rezervoare de condensat intermediare

Pentru instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă, de capacități mari, se poate adopta, în centrala termică, o schemă tehnologică mai complexă utilizând rezervoare de condensat intermediare. Soluția se recomandă în situația în care volumul de apă din tamburul cazanelor este relativ mic și nu permite o acumulare a condensatului în rezervor într-un interval de timp convenabil, astfel încât pompele de condesat să aibă un regim optim de funcționare. Aceste centrale termice pot fi proiectate în două variante, după cum rezervorul intermediar este închis sau deschis.

Centrala termică din figura 5.4.2 are în componență un rezervor intermediar sub presiune, montat la nivelul tamburelor cazanelor astfel încât variația de nivel a apei din rezervor să fie aceeași cu nivelul apei din tamburele cazanelor. Rezervorul intermediar este racordat la instalația de abur pentru a fi menținut în același regim de presiune.

În această variantă, pompele de condesat aspiră din rezervorul de depozitare a condensatului și refulează în rezervorul sub presiune, de unde cazanele sunt alimentate continuu prin cădere liberă. Volumul rezervorului intermediar se dimensionează astfel încât să permită un număr cât mai redus de porniri și opriri ale pompelor de condensat. Se pot monta unul sau mai multe

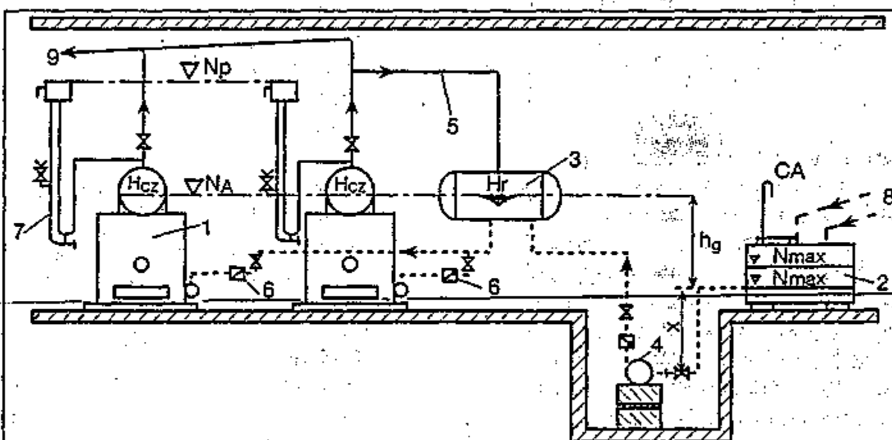


Fig. 5.4.2. Centrală termică cu rezervor intermediar sub presiune:
1 - cazan de abur; 2 - rezervor de condensat deschis; 3 - rezervor intermediar de condensat sub presiune; 4 - pompă de condensat; 5 - conductă de abur; 6 - clapetă de sens; 7 - dispozitiv de siguranță hidraulic; 8 - de la consumatori; 9 - la consumatori; H_r - presiunea aburului în rezervorul de condensat; x - cota de montare a pompelor de condensat; h_g - înălțimea geodezică.

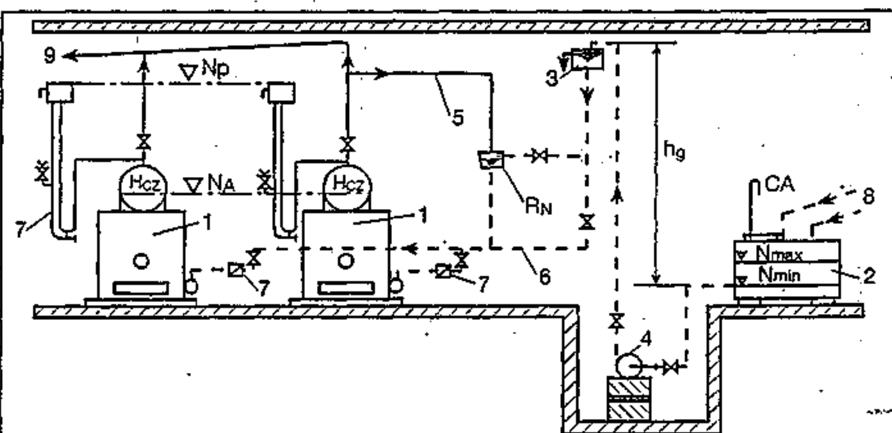


Fig. 5.4.3. Centrală termică cu rezervor de condensat intermediar deschis și regulator de nivel:
1 - cazan de abur; 2 - rezervor de condensat deschis; 3 - rezervor intermediar deschis; 4 - pompă de condensat; 5 - conductă de abur; 6 - conductă de condensat; 7 - clapetă de sens; 8 - condensat de la consumatori; 9 - la consumatori; R_N - regulator de nivel; h_g - înălțimea de montare a rezervorului intermediar deschis.

rezervoare de acest tip, în funcţie de mărimea instalaţiei.

Centrala termică cu rezervor intermediar deschis se caracterizează prin amplasarea unui rezervor în legătură cu atmosfera, deasupra nivelului de presiune a instalaţiei. Alimentarea cu condensat a cazanelor este asigurată continuu, prin cădere liberă din rezervorul intermediar sau moderat în timp cu ajutorul unui regulator de nivel R_N (fig. 5.4.3), în funcţie de nivelul minim şi maxim al apei din tamburul cazanelor.

5.4.3. Centrale termice cu alimentarea cazanelor prin pompare în două trepte

Soluţia (fig. 5.4.4.) se aplică în cazul în care unul sau mai mulţi consumatori sunt amplasaţi sub cota rezervorului de colectare a condensatului din centrala termică sau la distanţe mai mari de 200 m de acesta.

Recuperarea condensatului se face în prima treaptă, local, prin cădere liberă într-un rezervor de colectare a condensatului, în zona consumatorilor, fiind apoi pompat în rezervorul de depozit centralizat al centralei termice de unde sunt alimentate cazanele prin pompare, în funcţie de necesităţi. Numărul, mărimea şi amplasarea rezervoarelor de condensat din prima treaptă depinde de cantitatea de condensat şi de posibilităţile de colectare gravitaţională a acestuia.

5.4.4. Alegerea cazanelor

Numărul de cazane dintr-o centrală termică depinde de sarcina termică necesară, de tipul şi de puterea termică a cazanului ales şi de posibilităţilor locale de amplasare. Noile tipuri de cazane cu abur de presiune joasă, propuse de furnizori diferiţi, au performanţe energetice superioare, asigurând debite de abur mari la dimensiuni relativ reduse.

Pentru cazanele moderne, furnizorii indică, de regulă, puterea termică nominală [kW] şi debitul de abur generat [kg/h] (cap. 6.2). Alegerea cazanelor de abur de presiune joasă se face având în vedere următoarele criterii:

- necesarul energetic care trebuie asigurat de cazane;
- performanţele energetice nominale ale cazanelor (puterea termică nominală, debitul de abur, randamentul);
- tipul de combustibil utilizat (lichid, gazos, solid);
- posibilităţile locale de amplasare a cazanelor;
- numărul de cazane; se recomandă ca:
  - până la puteri nominale 0,10 MW să se prevadă un singur cazan;
  - pentru puteri termice nominale între 0,10 şi 2,0 MW să se prevadă două cazane, fiecare pentru jumătate din sarcina termică nominală;
  - pentru puteri termice nominale de peste 2,0 MW, precum şi în clădiri cu destinaţii speciale (spitale, creşe, hoteluri etc.) să se prevadă minimum trei cazane, fiecare pentru o treime din sarcina termică nominală;
- costul şi condiţiile de garanţie asigurate de fiecare furnizor.

Numărul de cazane, n_{cz}, se stabileşte în funcţie de tipul cazanului ales şi puterea nominală a acestuia sau debitul de abur:

$$n_{cz} = \frac{Q_{CT}}{Q_{CZ}} \quad \text{sau} \quad n_{cz} = \frac{3600\frac{Q_{CT}}{r}}{G_{CZ}} \qquad (5.4.1)$$

unde:

- Q_{CT} este necesarul energetic care trebuie asigurat de cazanele de abur cu presiune joasă (încălzire, preparare apă caldă de consum, tehnologic) [kW];
- Q_{CZ} - sarcina termică nominală a cazanului ales [kW];
- r - căldura latentă de vaporizare la presiunea de regim [kJ/kg];
- G_{CZ} - debitul de abur furnizat de cazan [kg/h].

5.4.5. Asigurarea instalaţiilor de încălzire cu abur de presiune joasă

Cazanele şi generatoarele de abur moderne sunt prevăzute cu echipamente de siguranţă şi control astfel încât limitarea presiunii aburului şi protecţia cazanelor sunt asigurate cu ajutorul acestor dispozitive. De cele mai multe ori aceste echipamente asigură şi protecţia instalaţiei în întregime. Există, în exploatare, situaţii în care regimul de presiune al instalaţiei poate fi diferit de cel al generatorului de abur de presiune joasă. În acest caz se utilizează sisteme de asigurare pentru protecţia instalaţiei şi a consumatorilor.

Asigurarea instalaţiilor de încălzire cu abur de presiune joasă se face cu dispozitive speciale de tipul dispozitivului de siguranţă hidraulic (DSH) şi al supapelor de siguranţă. Acestea au rolul de a proteja atât cazanele cât şi instalaţia împotriva unor suprapresiuni, prin deschiderea unei căi de legătură cu atmosfera.

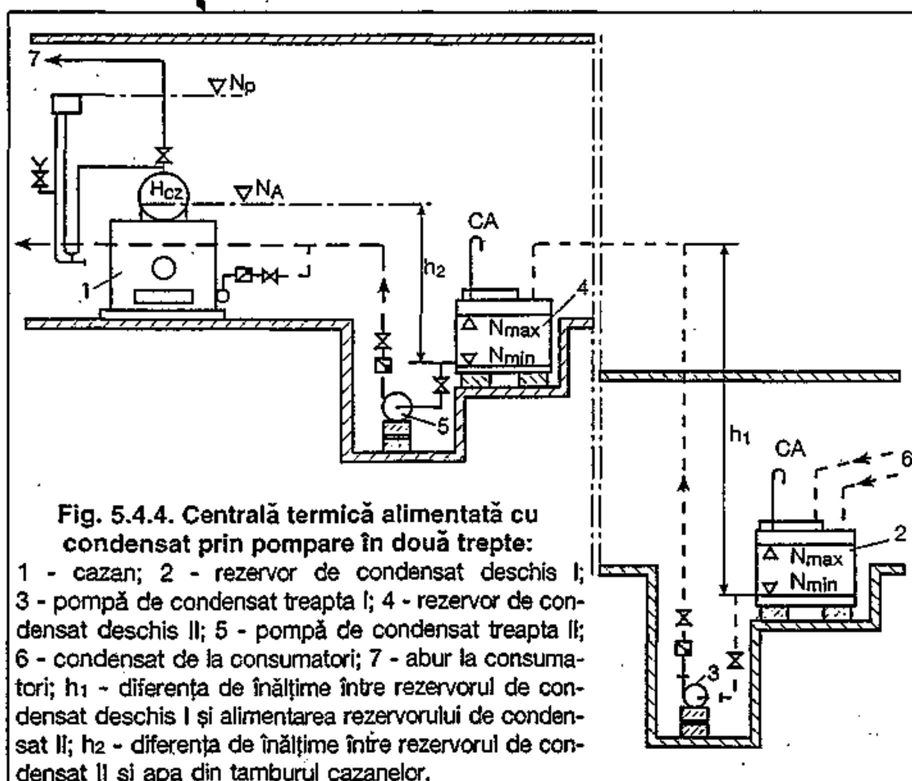


Fig. 5.4.4. Centrală termică alimentată cu condensat prin pompare în două trepte:
1 - cazan; 2 - rezervor de condensat deschis I; 3 - pompă de condensat treapta I; 4 - rezervor de condensat deschis II; 5 - pompă de condensat treapta II; 6 - condensat de la consumatori; 7 - abur la consumatori; h_1 - diferenţa de înălţime între rezervorul de condensat deschis I şi alimentarea rezervorului de condensat II; h_2 - diferenţa de înălţime între rezervorul de condensat II şi apa din tamburul cazanelor.

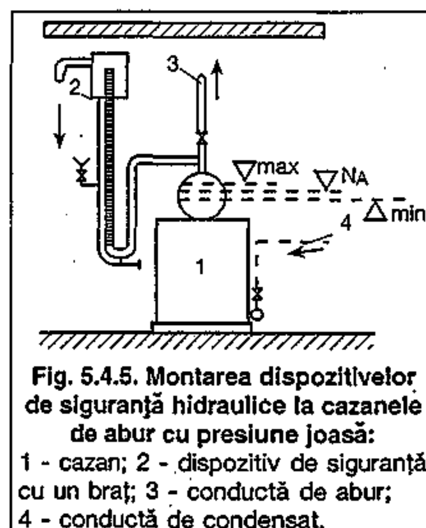


Fig. 5.4.5. Montarea dispozitivelor de siguranţă hidraulice la cazanele de abur cu presiune joasă:
1 - cazan; 2 - dispozitiv de siguranţă cu un braţ; 3 - conductă de abur; 4 - conductă de condensat.

5.4.5.1 Dispozitive hidraulice de siguranță

Nivelul presiunii aburului care pleacă de la cazan este limitat cu ajutorul dispozitivului de siguranță hidraulic DSH. Acesta are în același timp rolul de protecție a cazanului împotriva unor presiuni peste limita admisă. Dispozitivele de siguranță hidraulice standardizate prin STAS 3614 sunt construite cu un singur braț.

Montarea dispozitivelor hidraulice se face pe fiecare cazan, de regulă, imediat la ieșirea din cazan, pe conducta de abur, ca în figura 5.4.5, sau chiar pe tamburul cazanului, deasupra nivelului de apă.

Dispozitivele de siguranță hidraulice cu un braț (fig. 5.4.6) se construiesc conform STAS 3614, în trei mărimi, pentru următoarele debite de abur;

- I - până la 500 kg abur/h;
- II - 500 ... 1000 kg abur/h;
- III - peste 1000 kg abur/h;

Caracteristicile constructive ale dispozitivelor hidraulice sunt date în tabelul 5.4.2.

Nu este recomandabilă utilizarea, în scopul asigurării instalațiilor de încălzire cu abur de presiune joasă, a dispozitivelor nestandardizate, cum ar fi dispozitivele de siguranță hidraulice cu mai multe brațe.

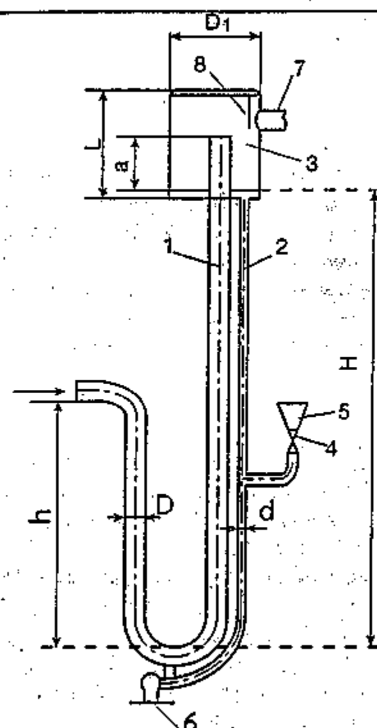


Fig. 5.4.6. Dispozitiv de siguranță hidraulic cu un braț:
1 - conductă principală; 2 - conductă de realimentare; 3 - rezervor cilindric de descărcare; 4 - robinet cu cap drept; 5 - pâlnie; 6 - mufă cu dop; 7 - conductă de aerisire; 8 - perete despărțitor; H - mărimea brațului lung, h - marimea brațului scurt; D - diametrul conductei principale; d - diametrul conductei de realimentare; L - înălțimea rezervorului de eșapare; D_1 - diametrul rezervorului de eșapare, a - înălțimea conductei principale în rezervorul de eșapare.

5.4.5.2 Ventile de siguranță

Aceste dispozitive au numai rol de protecție a echipamentelor împotriva suprapresiunilor. Ele se montează la cazan pe conducta de abur care iese din tamburul cazanului, înainte de orice armătură de reglare sau închidere, și sunt în număr de cel puțin două. De asemenea, ventilele de siguranță se montează pe toate echipamentele închise (distribuitoare de abur, schimbătoare de căldură, recipiente sub presiune etc.), care nu aparțin unor instalații protejate prin DSH.

Supapele de siguranță, din punct de vedere constructiv, sunt cu arc sau cu contragreutate.

Fiecare tip de supapă se poate regla pe domenii diferite de presiuni (cap. 6.6).

5.4.6. Rezervoarele de condensat

Sunt depozite cu nivel liber în legătură cu atmosfera, ca în figura 5.4.1, prevăzute cu capac de vizitare, conductă de aerisire, posibilități de golire și racorduri pentru conductele de colectare a condensatului de la consumatori. În instalațiile mari, rezervoarele de colectare a condensatului sunt compartimentate.

Temperatura apei depozitate în rezervoarele de condensat este în jur de 100 °C. Acest fapt impune izolarea termică a rezervoarelor de condensat. În același timp depozitul de condensat este o sursă de energie termică recuperabilă. De aceea, se recomandă, de câte ori este posibil, utilizarea condensatului ca agent termic în sisteme de preîncălzire sau în sisteme de recuperare a căldurii reziduale.

Rezervorul de condensat trebuie să aibă un volum util suficient de mare pentru a asigura o rezervă de apă și a evita pericolul rămânerii fără apă a cazanelor. Volumul rezervorului de colectare a condensatului depinde de cantitatea de condensat rezultată de la consumatori și de timpul de depozitare. Întrucât necesitățile energetice ale consumatorilor sunt variabile în timp, debitul de condensat este și el variabil. Pentru a răspunde necesităților maxime în funcționarea cazanelor, volumul rezervoarelor de condensat se calculează în funcție de debitul maxim de condensat rezultat în instalație. Pentru instalațiile de abur cu pomparea condensatului direct în cazane, care reprezintă sistemele cel mai des utilizate,

Tabelul 5.4.2. Caracteristicile constructive ale dispozitivelor de siguranță hidraulice cu un braț

Mărimea		Presiunea de lucru [bar]							
		1,10	1,15	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70
I (500 kg/h abur)	H	1200	1700	2200	3300	4400	5500	6600	7700
	h	650	920	1190	1790	2380	2980	3570	4170
	D_1	220	240	260	300	330	360	390	410
	L	300	350	380	400	450	470	500	500
	D	70 x 3,5							
	d	33,5 x 2,8							
II (500...1000 kg/h abur)	H	1200	1700	2200	3300	4400	5500	6600	7700
	h	650	920	1200	1800	2390	2990	3590	4190
	D_1	260	290	320	360	400	430	470	500
	L	350	400	420	470	500	550	550	550
	D	89 x 3,5							
	d	42,25 x 3							
III (1000...1600 kg/h abur)	H	1200	1700	2200	3300	4400	5500	6600	7700
	h	650	910	1180	1770	2360	2950	3540	4140
	D_1	300	330	360	410	470	500	500	540
	L	400	450	470	520	550	600	700	700
	D	108 x 4							
	d	48,25 x 3							

volumul rezervorului de condensat se calculează cu relația:

$$V_{RC}=3600\frac{Q_{CT}}{\rho \cdot r}Z \quad [m^3] \qquad (5.4.2)$$

unde:
- Q_{CT} este sarcina termică nominală a cazanelor de abur de presiune joasă din - centrala termică [kW];
- ρ - densitatea condensatului la temperatura de depozitare [kg/m³];
- r - căldura latentă de vaporizare la presiunea de regim [kJ/kg];

Z - timpul de depozitare a condensatului [h]; Z = 0,5...1 h, pentru instalații mari și Z = 2 h, pentru instalații mici.

Rezervoarele de condensat sunt de formă paralelipipedică având caracteristici geometrice diferite în funcție de furnizor. Forma acestora se va alege în funcție de posibilitățile de amplasare.

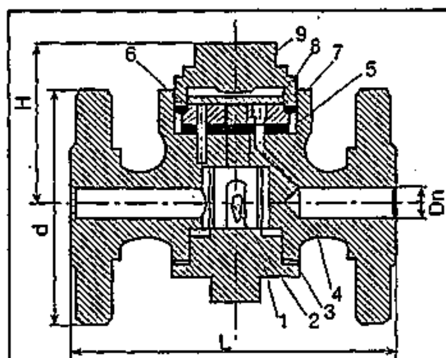


Fig. 5.4.7. Separator termodinamic pentru evacuare condensat, IAMC Otopeni:
1 - dop; 2 - element filtrant; 3, 5, 7 - garnituri; 4 - corp separator; 6 - scaun ventil; 8 - ventil; 9 - capac.

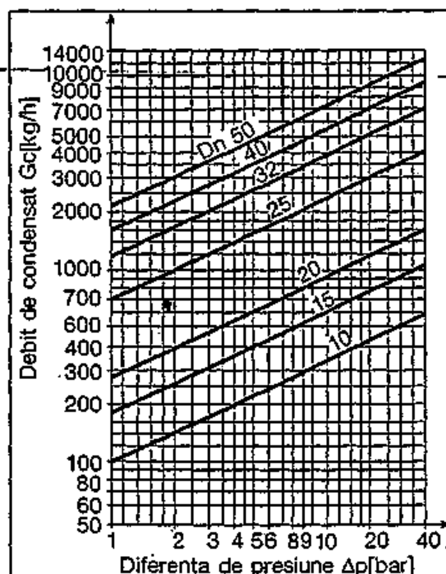


Fig. 5.4.8. Nomogramă pentru alegerea separatorului termodinamic pentru evacuare condensat, IAMC Otopeni:
D_n - diametrul nominal.

Tabelul 5.4.3. Caracteristicile tehnice ale separatorului de condensat, IAMC Otopeni

Dn [mm]	L [mm]	H [mm]	d [mm]	Masa netă [kg]
10	120	64	90	3,6
15	130	64	95	3,6
20	150	64	105	4,0
25	160	79	115	5,8
32	180	93	140	8,3
40	200	100	150	10,2
50	230	100	165	11,4

5.4.7. Dispozitive pentru separarea condensatului

În timpul funcționării instalațiilor alimentate cu abur de presiune joasă, datorită regimului variabil al consumului de energie termică, o anumită cantitate de abur nu se poate transforma integral în condensat la nivelul echipamentelor sau al corpurilor de încălzire.

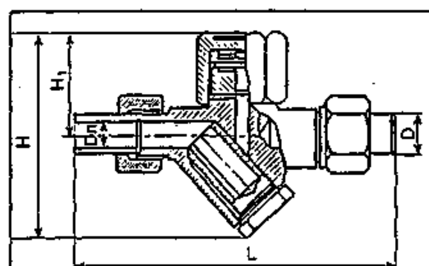


Fig. 5.4.9. Separator termodinamic pentru evacuare condensat, IAFO Zalău.

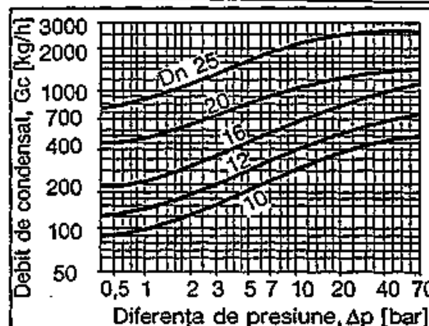


Fig. 5.4.10. Nomogramă pentru alegerea separatorului termodinamic pentru evacuare condensat, IAFO Zalău:
D_n - diametrul nominal.

Tabelul 5.4.4. Caracteristicile tehnice ale separatorului de condensat, IAFO Zalău

Dn	L	H	H₁	D
10	145	87	48	15
12	145	90	52	17
15	178	107	53	20,5
20	220	125	62	26
25	250	140	70	31

Pentru a împiedica pătrunderea aburului în conductele de colectare a condensatului, se montează dispozitive speciale, pe conductele de evacuare a condensatului de la consumatori. Aceste aparate se fabrică în două variante constructive diferite:
- separator termodinamic de eliminare condensat;
- oală de evacuare condensat cu plutitor.

5.4.7.1 Separator termodinamic de eliminat condensat

Acesta se utilizează pentru evacuarea condensatului din aparate, echipamente și corpuri de încălzire alimentate cu abur de presiune medie și joasă.

Alegerea acestor dispozitive se face în funcție de diferența de presiune a aburului la intrare și a condensatului la ieșirea din echipament Δp și a debitului de condensat evacuat G_c. În România se fabrică două tipuri de astfel de aparate: la IAMC Otopeni (fig. 5.4.7) având caracteristicile constructive precizate în tabelul 5.4.3 și nomograma pentru alegerea dispozitivului în figura 5.4.8, și la IAFO Zalău (fig. 5.4.9) având caracteristicile tehnice date în tabelul 5.4.4 și nomograma de alegere în figura 5.4.10.

5.4.7.2 Oale de evacuat condensat cu plutitor

Dispozitivele au același rol privind evacuarea condensatului ca și separatorul termodinamic și se utilizează atât în instalații cu abur de presiune joasă cât și la presiune medie.

Datorită principiului constructiv, aceste aparate au avantajul că pot funcționa în instalații de abur cu suprapresiuni mici, fiind în mod special utilizate în instalațiile cu abur de presiune joasă. Ele se montează pe cât posibil într-un by-pass, ca în figura 5.4.1.

În România se fabrică oale de evacuare condensat la IAFO Zalău (fig. 5.4.11).

Caracteristicile constructive ale acestor aparate sunt date în tabelul 5.4.5, iar nomograma de alegere este cea din figura 5.4.12. Alegerea oalelor

Tabelul 5.4.5. Caracteristicile constructive ale oalei de evacuare condensat cu plutitor

Dn [mm]	a [mm]	b [mm]	D₂ [mm]	n x M	di [mm]	h [mm]	e [mm]	c [mm]	Masa netă [kg]
50	135	215	125	4 x M16	10	20	360	348	37,000
65	142	215	145	4 x M16	12	25	360	348	40,200
80	151	215	160	8 x M16	16	30	375	368	45,100
100	165	245	180	8 x M16	18	40	410	385	47,200

de evacuare a condensatului se face în aceleași condiții ca și pentru separatoarele termodinamice, adică în funcție de debitul de condensat evacuat G_c și de diferența de presiune Δp între intrarea aburului în dispozitiv și evacuarea condensatului.

5.4.8. Alegerea pompelor de condensat

În stațiile care utilizează aburul de presiune joasă, cu întoarcerea condensatului prin pompare, pompele de condensat se aleg în funcție de parametrii și regimul de funcționare al instalației. Astfel, debitul pompei de condensat, G_p, se calculează în funcție de debitul de condensat format în instalație și depozitat în rezervorul de condensat; se verifică în raport cu numărul maxim de cicluri porniri-opriri al pompei. În cazul pompării condensatului direct în cazan, se recomandă ca debitul pompei să fie de două ori mai mare decât debitul de condensat format în instalație.

$$G_p = 2 \cdot \frac{3600 \cdot Q_{CT}}{\rho \cdot r} \quad [m^3/h] \qquad (5.4.3)$$

unde mărimile au aceleași semnificații ca în relația 5.4.2.

Deoarece pompele de alimentare a cazanelor funcționează cu intermitență, pentru protecția motorului pompei de condensat, în general, se acceptă condiția ca timpul τ_f de funcționare a pompei să fie egal cu timpul τ_s de staționare și numărul de porniri - opriri orar ($N_{P/O}$) să nu fie mai mare de 12.

$$N_{P/O} = \frac{1}{\tau_f + \tau_s} = 3600 \cdot \frac{Q_{CT}(rG_p - Q_{CT})}{\rho V_{RC} G_p r^2} \le 12 \frac{cicluri}{h} \qquad (5.4.4)$$

unde mărimile au semnificațiile definite anterior și se exprimă în unități SI. Debitul pompei, G_p, este dat în [kg/s]. Acest calcul este teoretic acoperitor, având în vedere condițiile de solicitare continuă, la parametrii normali ai instalației alimentate cu abur de presiune joasă. În practică, consumurile energetice fiind variabile, pornirea și oprirea pompelor de condensat se face automat, în funcție de nivelul apei din cazanele de abur. Pentru a calcula înălțimea de pompare a pompelor de condensat trebuie avut în vedere faptul că acestea funcționează într-un circuit deschis, limitat de două presiuni diferite, presiunea atmosferică și presiunea din cazane. Pompa aspiră din rezervorul de condensat aflat la presiunea atmosferică și refulează în cazanele de abur aflate în suprapresiune (fig. 5.4.1). În acest caz, înălțimea de pompare H_p se calculează cu relația:

$$H_p = h_g + [Hcz + \sum(R \cdot l + Z)] + h_s \; [Pa] \qquad (5.4.5)$$

unde:

- h_g este înălțimea geodezică măsurată ca diferență de cotă între nivelul minim al apei din rezervorul de condensat și nivelul maxim al apei din cazanul de abur, [Pa];
- Hcz - presiunea din cazan [Pa];
- $\sum(R \cdot l + Z)$ - suma pierderilor de sarcină pe conducta de transport a condensatului de la rezervorul de condensat la cazan [Pa];
- h_s - înălțimea suplimentară, pentru siguranța alimentării cu apă a cazanelor [Pa].

Punctul de funcționare a pompei de condensat F_R, rezultă din intersecția curbelor caracteristice ale rețelei de conducte R, dintre rezervorul de condensat - pompă - cazane și curba caracteristică a pompei alese P (fig. 5.4.13). Teoretic, pompa de condensat trebuie să asigure coordonatele G_{PT} și H_{PT} ale punctului caracteristic F_T de pe curba caracteristică R, astfel încât să fie acoperite pierderile de sarcină de pe traseul de conducte și debitul de condensat calculat.

Pentru siguranța funcționării, în instalațiile de capacități medii și mari, se montează două pompe de condensat, în paralel, una în funcțiune și una de rezervă.

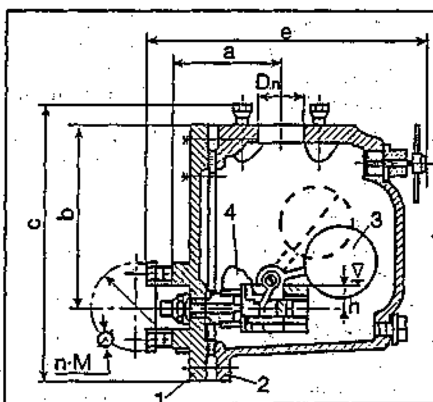


Fig. 5.4.11. Oală cu plutitor pentru evacuare condensat :
1 - capac; 2 - corp; 3 - plutitor; 4 - corp ventil.

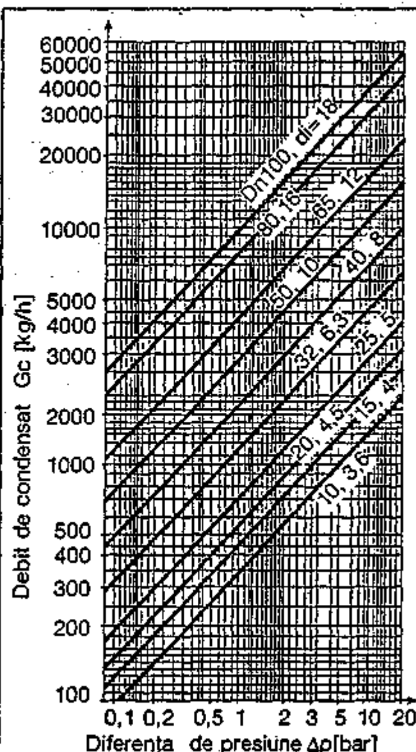


Fig. 5.4.12. Nomogramă pentru alegerea oalei de evacuare condensat cu plutitor:
D_n - diametrul nominal.

5.4.9. Distribuitorul de abur

Permite repartizarea debitelor necesare de agent termic spre consumatori, diferiți ca amplasament și necesar energetic. Distribuitorul de abur este echipat cu ștuțuri de racordare prevăzute cu

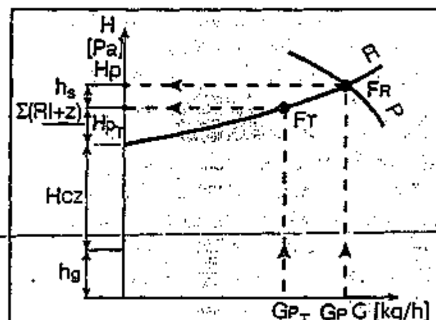


Fig. 5.4.13. Stabilirea punctului de funcționare a pompei de condensat în varianta pompării direct în cazan:
P - curba caracteristică a pompei;
R - curba caracteristică a rețelei conductelor de condensat;
F_R - punctul de funcționare a pompei de condensat, F_T - punctul teoretic caracteristic al rețelei; G - debitul de condensat; H - înălțimea de pompare.

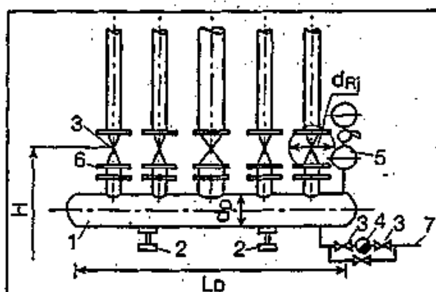


Fig. 5.4.14. Distribuitor de abur:
1 - corpul distribuitorului; 2 - puncte de sprijin; 3 - ventile; 4 - oală de condensat; 5 - manometru; 6 - racord; 7 - la rezervorul de condensat
L_D - lungimea distribuitorului,
d_D - diametrul distribuitorului;
d_{Rj} - diametrul roților de manevră ale ventilelor de închidere;
H - 1500 mm de la nivelul de lucru.

armături de închidere, pentru montarea aparatelor de măsură și control pentru racordarea dispozitivelor de separare și evacuare a condensatului (fig. 5.4.14). El se izolează termic cu vată de sticlă, vată minerală sau cochilii din polistiren în grosime de 40...50 mm

Diametrul distribuitorului de abur d_D se calculează în funcție de debitul de abur care intră în distribuitor și o viteză economică, cu relația:

$$d_D = 2\sqrt{\frac{Q_{CT}}{\pi \cdot \rho \cdot r \cdot v_{ec}}} \quad [m] \quad (5.4.6)$$

unde:

- Q_{CT} este sarcina termică transportată de abur în distribuitor [kW];
- r - căldura latentă de vaporizare la presiunea de regim [kJ/kg];
- ρ - densitatea aburului la presiunea și temperatura de regim [kg/m³];
- v_{ec} - viteza economică în distribuitor, cu valori indicate între 6 și 10 m/s.

Lungimea distribuitorului L_D se calculează în funcție de diametrele d_{Rj} ale roților de manevră a robinetelor montate pe ștuțurile racordate la distribuitor, de distanța dintre acestea și numărul racordurilor n, (fig. 5.4.14).

$$L_D = \sum_{j=1}^{n} d_{Rj} + 100 \cdot (n-1) \quad [mm] \quad (5.4.7)$$

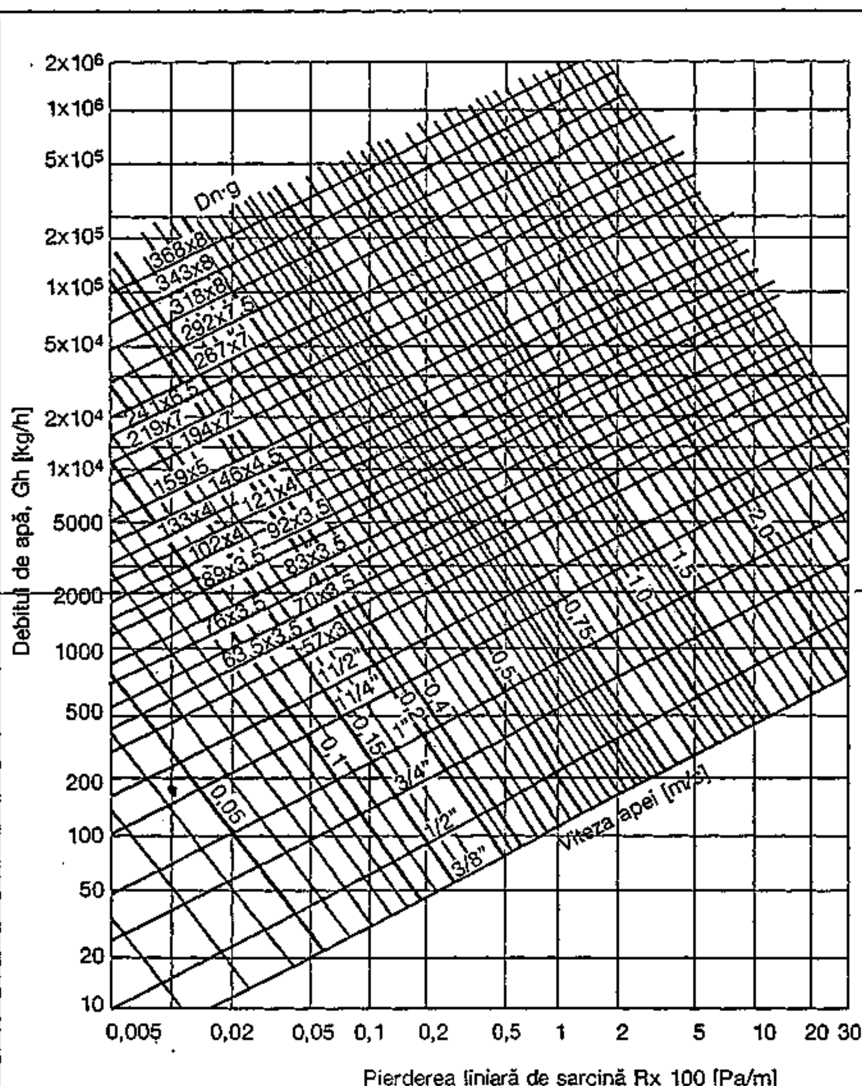


Fig. 5.4.15. Nomogramă pentru calculul pierderilor de sarcină liniare la conductele de condensat cu circulație prin pompare.

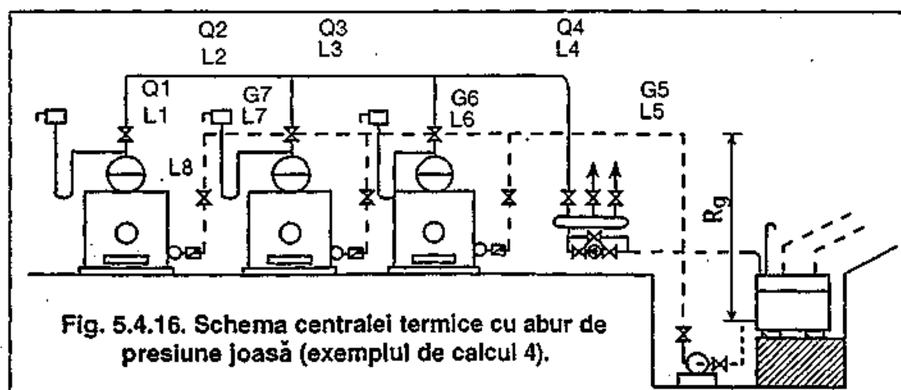


Fig. 5.4.16. Schema centralei termice cu abur de presiune joasă (exemplul de calcul 4).

5.4.10. Dimensionarea conductelor de abur și condensat din centrala termică

Stabilirea diametrelor conductelor de abur din centrala termică se face ca și pentru instalațiile interioare, în funcție de sarcinile termice transportate de abur pe tronsoane și de limita maximă a vitezelor, indicată în tabelul 4.3.4, utilizând tabelele generale ale pierderilor de sarcină liniare pentru conductele de abur (tab. 4.3.2).

Dimensionarea conductelor de condensat în instalațiile cu întoarcerea condensatului prin pompare se face având în vedere că aceste conducte transportă apă caldă la secțiune plină. Metodologia de calcul este aceeași cu cea privind dimensionarea conductelor în instalațiile de încălzire cu apă caldă, considerând debitul masic transportat între rezervorul de condensat și cazane ca fiind egal cu debitul pompei de condensat, iar viteza $v_e \leq$ 1,5 m/s.

Pentru determinarea pierderilor de sarcină liniare unitare R se poate utiliza nomograma din figura 5.4.15.

5.4.11. Tratarea apei de adaos

Având în vedere temperaturile de regim ridicate (peste 100 °C), la care depunerile de carbonați de calciu și magneziu din apă sunt importante, punerea în funcțiune a unei instalații alimentate cu abur se face prin umplerea cazanelor cu apă tratată. Pe parcursul funcționării instalației se produc pierderi de abur și de condensat care trebuie compensate printr-o cantitate de apă echivalentă introdusă în sistem, de regulă, prin rezervorul de condensat. Din acest motiv instalațiile care funcționează cu abur trebuie racordate la un sistem de tratare și alimentare cu apă de adaos (cap. 5.3). Acesta poate aparține centralei termice de abur sau poate fi asociat stațiilor de dedurizare și tratare a apei, de capacități mari care alimentează mai mulți beneficiari, centrale termice de apă caldă sau abur.

5.4.12. Organizarea spațiului în centrala termică

Amplasarea echipamentelor pentru prepararea și distribuirea aburului de

presiune joasă se poate face într-un spațiu special pregătit, într-o centrală termică care prepară apă caldă ca agent termic primar sau într-o centrală termică cu parametrii ridicați (apă fierbinte sau abur de presiune medie).

În organizarea generală a spațiului interior se ține seama de criteriile economice, funcționale și estetice respectând condițiile impuse de furnizorii de echipamente și de Normele de Protecție a Muncii și Pază contra Incendiilor (cap. 5.3).

În mod special, la amplasarea echipamentelor centralelor termice de abur de presiune joasă trebuie acordată o atenție deosebită următoarelor elemente:

- asigurarea pantelor de montare a conductelor de transport abur;
- asigurarea pantelor conductelor de colectare gravitațională a condensatului;
- cota de amplasare a rezervoarelor de condensat în raport cu cel mai jos plasat consumator;
- amplasarea distribuitorului de abur în apropierea rezervorului de condensat pentru a asigura evacuarea condensatului format prin răcire;
- cota de montare a pompelor de condensat în raport cu rezervorul de depozitare a condensatului;
- racordarea corespunzătoare a dispozitivelor de siguranță hidraulică (DSH), la cazane și în centrala termică, astfel încât acestea, în funcționare, să nu afecteze siguranța personalului de întreținere. În mod obligatoriu, conducta de aerisire a DSH va avea evacuarea în exteriorul centralei termice, de regulă, peste acoperișul acesteia, pentru ca aburul eliminat în caz de suprapresiune să nu intre în zona de lucru sau de trecere;
- dispozitivele de siguranță hidraulică se pot monta lângă fiecare cazan de abur sau pot fi grupate în apropierea acestora, pe peretele centralei termice;
- amplasarea conductelor, în mod special cele de colectare a condensatului, nu trebuie să împiedice circulația liberă în interiorul centralei termice;
- montarea armăturilor de închidere și reglare la o cotă corespunzătoare accesului și utilizării acestora și amplasarea echipamentelor de măsură și control la cote care permit citirea și preluarea datelor.

Distanțele între echipamente și aparate trebuie să respecte indicațiile furnizorilor, să țină cont de gabaritul acestora și de spațiul necesar montării, exploatării și întreținerii acestora. Este recomandabil ca echipamentele care aparțin aceluiași sistem să fie grupate în aceeași zonă a centralei termice pentru ca traseul conductelor să fie cât mai scurt, pierderile energetice cât mai mici și posibilitățile de supraveghere și întreținere cât mai eficiente.

Exemplul de calcul 4

Se consideră schema unei centrale termice de preparare a aburului de presiune joasă, cu întoarcerea condensatului prin pompare directă în cazane, ca în figura 5.4.16. Se cunosc:

- debitul de căldură furnizat de fiecare cazan: Q_{CZ} = 0,8 MW; - lungimile tronsoanelor conductelor de abur și condensat: L_1 = 2,0 m; $L_2 = L_3 = L_6 = L_7$ = 4,0 m; L_4 = 10,0 m; L_5 = 16,5 m; L_8 = 3,2 m; - suprapresiunea de regim a aburului la cazane: H_{CZ} = 0,4 bar; - se consideră că disponibilul de presiune pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de condensat este de H_c = 10 000 Pa.

Se cere dimensionarea echipamentelor și a conductelor de abur și condensat din centrala termică.

Rezolvare

- diametrul distribuitorului de abur

$$d_D = 2\sqrt{\frac{Q_{CT}}{\pi \cdot \rho \cdot r \cdot v_{ec}}} = 2\sqrt{\frac{2{,}4\cdot 10^9}{3{,}14\cdot 0{,}83\cdot 2\,230\cdot 8}} = 0{,}45 \text{ m}$$

în care: - densitatea aburului ρ_{ab} = 0,83 kg/m³; căldura latentă de vaporizare r = 2 230 kJ/kg; viteza aburului în distribuitor v_{ec} = 8,0 m/s.

- volumul rezervorului de condensat

$$V_{RC} = 3\,600\frac{Q_{CT}}{\rho \cdot r}Z = 3\,600\frac{2{,}4\cdot 10^9}{958\cdot 2\,230}\cdot\frac{3}{4} = 3{,}0 \text{ m}^3$$

în care: - timpul de depozitare a condensatului Z = 45 min = 3/4 h; - densitatea condensatului ρ_c = 958 kg/m³.

- debitul pompei de condensat

$$G_p = 2\cdot 3\,600\frac{Q_{CT}}{\rho \cdot r} = 2\cdot 3\,600\cdot\frac{2{,}4\cdot 10^9}{958\cdot 2\,230} = 8{,}0 \text{ m}^3\text{/h}$$

Tabelul 5.4.6. Calculul de dimensionare al conductelor de abur din exemplul de calcul 4

Nr. crt	Calculul preliminar			Calculul definitiv						
	Q	v	d	l	R	Rl	Σξ	Z	Rl+Z	Σ(Rl+Z)
	[kW]	[m/s]	[mm]	[m]	[Pa/m]	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	800	30	159 x 5	2	40	80	2,6	749	829	829
2	1600	27,5	273 x 8	4	16	64	1,5	351	415	1244
3	2400	35	273 x 8	4	22	88	1,5	588	676	1920
4	2400	45	245 x 7,5	10	40	400	3,4	1740	2140	4060

Tabelul 5.4.7. Calculul de dimensionare a conductelor de condensat din exemplu de calcul 4

Numărul tronsonului	Calculul preliminar			Calculul definitiv							Recalcularea diametrelor							
	G	v	d	l	R	Rl	Σξ	Z	Rl+Z	Σ(Rl+Z)	d	v	R	Rl	Σξ	Z	Rl+Z	Σ(Rl+Z)
	[kg/h]	[m/s]	[mm]	[m]	[Pa/m]	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[mm]	[m/s]	[Pa/m]	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
	H_c = 10 000 Pa										R_m = 242 Pa/m							
5	8 000	1,30	70x3,5	16,5	250	4 125	3,5	2 958	7 083	7 083							7 083	7 083
6	5 400	1,10	63x3,5	4,0	220	880	1,0	605	1 485	8 568							1 485	8 568
7	2 700	0,55	63x3,5	4,0	60	240	1,0	150	390	8 958							390	8 958
8	2 700	1,05	1½"	3,2	300	960	2,4	1 320	2 280	11 233	57x3	0,70	100	320	2,4	588	908	9 866
	Rl + Z = 9 866 < 10 000 Pa																	

• înălțimea de pompare

$$H_p = h_g + [H_{cz} + \Sigma(Rl + Z)] + h_s =$$
$$= 65000 + [40000 + 10000] + 20000 =$$
$$= 135000 \text{ Pa} \cong 135 \text{ kPa}$$

în care: h_g = 65 000 Pa; presiunea aburului în cazan Hcz = 40 000 Pa; pierderea de sarcină pe traseul conductelor de condensat $\Sigma(Rl + Z)$ = 10 000 Pa; înălțimea suplimentară de siguranță h_s = 20 000 Pa.

Se alege o pompă având debitul de 8 m³/h și o înălțime de pompare de 135 kPa. În instalație se prevăd două pompe având aceleași caracteristici, una fiind de rezervă.

• dimensionarea conductelor de abur din centrala termică se face utilizând metodologia de calcul prezentată în capitolul 4.3. În funcție de debitele de căldură transportate pe tronsoanele 1, 2, 3 și 4 și vitezele economice limitate cu valorile indicate în tabelul 4.3.4, se stabilesc diametrele conductelor de abur și se calculează pierderile de sarcină utilizând tabelele 4.3.2 și 4.3.3. Calculele sunt centralizate în tabelul 5.4.6.

• dimensionarea conductelor de condensat se face stabilind debitele de condensat pe tronsoanele 5, 6, 7 și 8, ținând seama de debitul pompei, de sarcina termică a fiecărui cazan și considerând că cele trei cazane lucrează simultan.

Astfel, se obține G_5 = 8,0 m³/h, G_6 = 5,4 m³/h, G_7 = G_8 = 2,7 m³/h. Se recomandă realizarea unei conducte - colector pentru cele trei cazane, adică tronsoanele 6 și 7 să aibă același diametru. Alegând presiunea disponibilă Hc = 10 000 Pa, diametrele preliminare se stabilesc în funcție de debit și pierderea de sarcină liniară unitară medie, calculată cu relația:

$$R_m = \frac{(1-a)\cdot H_c}{\sum_5^8 l} = \frac{(1-0{,}33)\cdot 10000}{27{,}7} = 242 \ \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$$

în care: lungimea conductelor de condensat $\sum_5^8$ = 27,7 m; cotă parte a pierderilor de sarcină locale a = 0,33.

Se face calculul de verificare (tab. 5.4.7), stabilind pierderile de sarcină pe fiecare troson, utilizând nomograma 5.4.15 și tabelul 4.2.3, de la dimensionarea conductelor de apă caldă, astfel încât $\Sigma(Rl + Z)_{5,6,7,8} \leq 10000$ Pa.

5.5. Gospodăria de combustibil

Este parte integrantă din centrala termică având rolul de a prelua combustibilul, cu sau fără stocare, și de a-l arde în focarul cazanelor cu ajutorul arzătoarelor. La majoritatea centralelor termice moderne se utilizează combustibilii gazoși și lichizi, mai puțin, cei solizi deoarece aceștia din urmă se găsesc sub formă de lignit, lemn sau brichete de cărbuni.

5.5.1. Proprietățile fizicochimice ale combustibililor

La prepararea agenților termici pentru nevoi gospodărești precum și pentru nevoi tehnologice, în cazan, se ard combustibilii gazoși, lichizi și solizi.

5.5.1.1 Combustibili gazoși

Sunt definiți de STAS 3371 (tab. 5.5.1); ei sunt combustibili naturali de zăcământ, practic, metan curat amestecat într-o proporție mică cu gaze de sondă și gaze de rafinărie (din care s-au extras hidrocarburile de tip propan și butan).

Pentru calculul parametrilor ventilatorului de insuflare a aerului în arzător și pentru calculul conductelor de aer este necesar să se determine debitul de aer necesar.

$Da = V \cdot B$ [m³N/s] (5.5.1)

unde V este volumul unitar de aer necesar-arderii, [m³N/m³N combustibil];

B - debitul de combustibil gazos [m³N/s].

În cazul general, combustibilul gazos poate avea în compoziție: componente combustibile (CH_4, C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10}, H, H_2S, CO), componente inerte (CO_2, N) și comburant O_2.

Volumul unitar de aer necesar arderii stoichiometrice Vo este dat de relația:

$$V_o = 0{,}00476\cdot(0{,}5\cdot CO + 0{,}5\cdot H_2 + 1{,}5\cdot H_2S + 2\cdot CH_4 + 3{,}5\cdot C_2H_6 + 5\cdot C_3H_8 + 6{,}5\cdot C_4H_{10} - O_2) \ [m^3_N/m^3_N] \quad (5.5.2)$$

unde simbolurile chimice reprezintă participații volumetrice procentuale ale componentelor respective în combustibil (la componentele care lipsesc în compoziție se introduce valoarea 0) iar unitatea m³N are semnificația de metru cub normal de combustibil.

Arderea reală se face cu un coeficient de exces de aer α definit ca raportul dintre aerul real introdus în procesul de ardere V [m³N/m³N] și aerul stoichiometric necesar V_o [m³N/m³N].

Coeficientul de exces de aer este o importantă caracteristică economică a arderii deoarece la excese mari de aer se măresc pierderile de căldură prin evacuarea gazelor din cazan iar la excese prea mici de aer, omogenizarea imperfectă dintre combustibil și aer duce la apariția unei arderi incomplete, manifestată prin prezența neeconomică de CO în gazele de evacuare.

Tabelul 5.5.1. Caracteristici fizicochimice ale combustibililor gazoși

Nr. crt.	Mărimea fizică și unitatea de măsură	Gaz metan	Gaz natural	Gaz petrolier lichefiat
1	Temperatura minimă de aprindere în amestec cu aerul [°C]	650-760	-	-
2	Limita de amestec cu aerul la 20°C pentru aprindere [%]			
	- minimă	5	-	-
	- maximă	15	-	-
3	Temperatura teoretică de ardere [°C]	2050	-	-
4	Puterea calorică inferioară			
	- H_i [kJ/kg]	49 900	-	45 150
	- H_i [kJ/m³N]	35 800	35 800	115 000

Tabelul 5.5.2. Caracteristici fizicochimice ale combustibilului lichid ușor (CLU)

Tip	1	2	3	4
Densitate la 20 °C (max) [kg/m³]	900	930	935	940
Vîscozitate E la 20 °C (max)	2,0	3,0	4,5	-
la 50 °C (max)	1,4	2,0	3	6,0
la 80 °C (max)	-	-	-	3,0
Punct de congelare [°C] (max)				
iarna	-15	-15	-10	0
vara	+5	+5	+5	+5
Punct de inflamabilitate [°C] (min)	50	55	60	65
Apă [%] (max)	0,1	0,5	0,5	0,5
Cenușă [%] (max)	0,05	0,1	0,1	0,2
Sulf [%] (max)	0,5	1,0	2,0	2,0
Cifra de cocs [%] (max)	1	4	5	8
Putere calorică inferioară [kJ/kg] (min)	41 800	40 550	40 350	39 100

Coeficienții uzuali ai excesului de aer sunt:

- pentru arzătoare cu aer insuflat $\alpha = 1,1 - 1,2$
- pentru arzătoare cu aer autoaspirat $\alpha = 1,2 - 1,4$

Pentru calculul parametrilor coșului de evacuare a gazelor de ardere, eventual al exhaustorului ca și pentru calculul canalelor de gaze de ardere este necesar să se determine debitul de gaze de ardere produs de arzător:

$D_g = V_g \cdot B \quad [m_N^3/s] \qquad (5.5.3)$

unde V_g este volumul unitar $[m_N^3/m_N^3$ combustibil gazos] de gaze rezultate din arderea combustibilului gazos.

În arderea corectă gazele de ardere au în compoziție CO_2, SO_2, H_2O, N_2 și aerul în exces $(\alpha - 1) \cdot V_o$.

Volumul de CO este nesemnificativ la concentrații maxime uzuale de 100 ppm în gazele de ardere.

Volumul gazelor de ardere, pe componente, este:

$V_{CO_2} = 0,01 \cdot (CO_2 + CO + CH_4 + 2 \cdot C_2H_6 + 3 \cdot C_3H_8 + 4 \cdot C_4H_{10}) \quad [m_N^3/m_N^3] \qquad (5.5.4)$

$V_{SO_2} = 0,01 \cdot (H_2S) \quad [m_N^3/m_N^3 \text{ c}] \qquad (5.5.5)$

$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_o + 0,01 \cdot N_2 \quad [m_N^3/m_N^3 \text{ c}] \qquad (5.5.6)$

$V_{H_2O} = 0,01 \cdot H_2 + H_2S + 2 \cdot CH_4 + 3 \cdot C_2H_6 + 4 \cdot C_3H_8 + 5 \cdot C_4H_{10} + 0,016 \cdot V_o \quad [m_N^3/m_N^3 \text{ c}] \qquad (5.5.7)$

Rezultă volumul de gaze stoichiometric:

$V_{go} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} \quad [m_N^3/m_N^3 \text{ c}] \qquad (5.5.8)$

și volumul real al gazelor de ardere pe unitatea de combustibil:

$V_g = V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_o \quad [m_N^3/m_N^3 \text{ c}] \qquad (5.5.9)$

Deoarece compoziția combustibilului gazos se abate uneori de la prevederile standardizate este bine să se recalculeze puterea calorică inferioară H_i în funcție de compoziția efectivă determinată în laborator.

$H_i = 126,4 \cdot CO + 107,9 \cdot H_2 + 229 \cdot H_2S + 358 \cdot CH_4 + 673,3 \cdot C_2H_6 + 912,4 \cdot C_3H_8 + 1184 \cdot C_4H_{10} \quad [kJ/m_N^3 \text{ c}] \qquad (5.5.10)$

5.5.1.2 Combustibili lichizi

Sunt utilizați la arzătoarele de putere mică și medie și se împart în mai multe categorii, după caracteristicile fizico-chimice.

Astfel, din această categorie face parte combustibilul lichid ușor (CLU) STAS 54 (tab. 5.5.2) obținut din reziduri provenite de la distilarea țițeiului și din amestecarea acestora cu fracțiuni de distilare. Are o viscozitate mare și nu poate fi pulverizat decât după o preîncălzire la 50...90 °C, după calitatea lui.

După STAS 54-78, CLU se poate livra în 4 calități cu caracteristicile prezentate în tabelul 5.5.2.

Combustibilul lichid M, STAS 177, este o motorină cu fracție largă de distilare. Are toate caracteristicile motorinei pentru motoarele Diesel, în particular, aceea că, având viscozitate redusă, poate fi pulverizată fin la temperatura ambiantă obișnuită din centrala termică.

Pentru calculul parametrilor ventilatorului de insuflare a aerului în arzător și pentru calculul conductelor de aer este necesar să se determine debitul de aer necesar arderii:

$Da = V \cdot B \quad [m_N^3/s] \qquad (5.5.11)$

unde V este volumul unitar $[m_N^3/kg$ combustibil] de aer necesar arderii,

B - debitul de combustibil lichid, [kg/s].

În cazul general, combustibilul poate avea în compoziție următoarele elemente în care simbolurile reprezintă participații gravimetrice, în unitataea de combustibil [kg]: componente combustibile (C, H, S), componente inerte (N, W, A) și comburant O. Convențional, se notează cu W conținutul de H_2O și cu A conținutul de cenușă.

Volumul de aer unitar necesar arderii stoichiometrice V_o este dat de relația:

$V_o = 0,0889 \cdot C + 0,0333 \cdot S + 0,265 \cdot H - 0,0333 \cdot O) \quad [m_N^3/kg] \qquad (5.5.12)$

La componentele care lipsesc în compoziție se introduce valoarea 0.

Arderea reală se face luându-se în considerare coeficienții de exces de aer α cu valori cuprinse între 1,1 și 1,2.

Debitul de gaze de ardere produs de arzător:

$D_g = V_g \cdot B \quad [m_N^3/s] \qquad (5.5.13)$

unde V_g este volumul unitar $[m_N^3/kg$ combustibil lichid] de gaze rezultate din arderea combustibilului lichid.

Volumele de gaze de ardere pe componente sunt:

$V_{CO_2} = 0,01866 \cdot C \quad [m_N^3/kg] \qquad (5.5.14)$

$V_{SO_2} = 0,006998 \cdot N \quad [m_N^3/kg] \qquad (5.5.15)$

$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_o + 0,008 \cdot N \quad [m_N^3/kg] \qquad (5.5.16)$

$V_{H_2O} = (9 \cdot H + W)/80,4 + 0,016 \cdot V_o \quad [m_N^3/kg] \qquad (5.5.17)$

Rezultă volumul de gaze stoichiometric:

$V_{go} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} \quad [m_N^3/kg] \qquad (5.5.18)$

și volumul real de gaze de ardere pe unitatea de combustibil:

$V_g = V_{go} + (\alpha - 1) \cdot Vo \quad [m_N^3/kg] \qquad (5.5.19)$

Tabelul 5.5.3. Caracteristici fizico-chimice ale lemnelor

Compoziția [%]	C	H	O	N	A	W
la masa organică	50	6	43	1		
cenușa la masa uscată					2	
umiditatea la masa brută						
- lemn verde						30...50
- lemn uscat						15...30
- uscat artificial						5...10
umiditatea W [%]	0	10	20	30	40	50
puterea calorică inferioară [kJ/kg]	18800	16600	14500	12300	10300	8120

Tabelul 5.5.4. Cărbuni - compoziție și caracteristici de ardere

Bazin	W [%]	A [%]	S [%]	H_i [kJ/kg]	t_{ci} [°C]	t_{ct} [°C]	t_{cc} [°C]
Motru	41,0	42,5	1,4...1,5	6490...6910			
Rovinari	41,0	40,5	1,2...1,5	6590...7120	960	1195	1295
Anina	9,0	54,0	1,7	13400			
Cozia	10,2	54,8	1,6	12560	1051	1090	1141
Câmpulung	31,0	36,2	1,0	10460			
Filipești	28,5	41,0	2,5	8372	1027	1110	1160
Sotinga	36,1	40,0	2,5	8580			
Comănești	11,5	46,5	2,3	13000	948	1118	1181

Tabelul 5.5.5. Brichete - compoziție și caracteristici de ardere

Mina de proveniență a cărbunelui	U.M.	Aninoasa Petrila	Comănești	Codlea
Forma brichetelor		ovoidală	ovoidală	ovoidală
Dimensiuni - lungime	[mm]	54...59	49...54	56...60
- lățime	[mm]	45...48	44...48	43...48
- grosime	[mm]	34...36	30...34	32...40
Masa	[g/buc]	47...60	40...50	45...65
Liant bituminos	[%]	6,5...7	10,5...11,5	—
Compoziție - volatile	[%]	35...38	23...25	30...32
- umiditate	[%]	3...4	3...4	6...7
- cenușă	[%]	14...17,3	17,5...21	36...38,5
- sulf	[%]	3	3,7	1,5
Putere calorică	[kJ/kg]	24700...26700	23600...25500	17200...17600

Deoarece compoziţia combustibilului lichid se abate uneori de la prevederile standardizate este bine să se recalculeze puterea calorică inferioară H_i în funcţie de compoziţia efectivă cu relaţia:
$H_i = 339 \cdot C + 1200 \cdot (H - O/8) + 104{,}7 \cdot S - 25{,}1 \cdot (W - 1{,}125 \cdot O)$ [kJ/kg] (5.5.20)

5.5.1.3 Combustibili solizi

Din punct de vedere al utilizării, la cazane, se iau în considerare două clase de combustibili solizi: naturali şi prelucraţi. Din prima categorie fac parte lemnele şi cărbunii iar, din a doua categorie, cărbunii brichetaţi.

În cazul general, combustibilul poate avea în compoziţie următoarele elemente, în care simbolurile reprezintă participaţii gravimetrice în unitatea de combustibil, [kg]: componente combustibile (C, H, S), componente inerte (N, W, A) şi comburant O. Convenţional, se notează cu W conţinutul de H_2O şi, cu A, conţinutul de cenuşă. Se remarcă aceeaşi structură de compoziţie cu cea a combustibilului lichid, deci calculul debitului de aer necesar pentru ardere şi al debitului de gaze de ardere rezultat se face cu aceleaşi relaţii ca şi pentru combustibilul lichid.

5.5.1.3.1 Combustibili solizi naturali

LEMNELE - Se utilizează drept combustibil la sobe şi la centralele termice din zonele de pădure, unde posibilitatea de aprovizionare locală şi costul relativ scăzut fac economică utilizarea lor. Prin calităţile sale de ardere: aprindere uşoară, datorită conţinutului mare de volatile, lipsa sulfului care asigură o ardere nepoluantă şi faptul că resturile de ardere (cenuşa) sunt foarte puţine, lemnele sunt un combustibil de bună calitate pentru cazanele mici.

Principalele caracteristici ale lemnelor pentru combustibil sunt date în tabelul 5.5.3.

CĂRBUNII - Cărbunele disponibil în ţara noastră, pentru ardere, este lignitul. Costul ridicat raportat la eficienţa lui termică face ca utilizarea acestuia în centralele de încălzire sau industriale, să nu fie economică. În afară de acestea, datorită umidităţii iniţiale mari, lignitul are o aprindere dificilă, necesitând un aport mare de căldură la începutul procesului de ardere. Cenuşa, care se topeşte la temperaturi joase (1 100-1 200 °C), face ca, în ultima fază, să se producă zgurificarea patului de ardere, apariţia unor mari cantităţi de părţi nearse, cu pierderi energetice ce ajung la 10-15 %.

Principalele caracteristici de compoziţie şi de ardere ale lignitului sunt prezentate în tabelul 5.5.4.

Temperaturile caracteristice ale cenuşii şi zgurii sunt următoarele:
t_{ic} - temperatura de înmuiere a cenuşii
C_{tc} - temperatura de topire a cenuşii
t_{cz} - temperatura de curgere a zgurii

5.5.1.3.2 Combustibili solizi brichetaţi

BRICHETELE - Prin presarea cărbunilor mărunţi sau praf se obţin brichete de cărbune.

O parte din sterilul conţinut din cărbune, rezultat din exploatare, poate fi înlăturat prin flotare în lichide grele şi prin aceasta se ridică puterea calorică a brichetelor până la valori de 17 000-27 000 kJ/kg.

Brichetarea se poate face cu liant sau fără liant. Unii cărbuni bruni, din clasa cărbunilor bruni pământoşi, se brichetează prin presare la presiune ridicată. Restul cărbunilor necesită pentru brichetare un liant de tip bituminos.

În tabelul 5.5.5 se prezintă unele caracteristici ale brichetelor de cărbune.

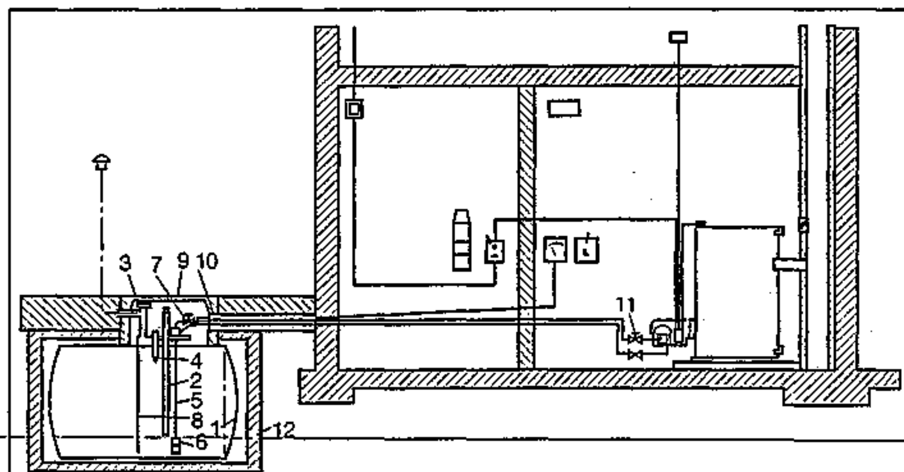


Fig. 5.5.1. Alimentarea arzătorului cu combustibil lichid:
1 - rezervor; 2 - tijă de control; 3 - aerisire; 4 - semnal de preaplin; 5 - ţeavă de consum combustibil; 6 - sorb; 7 - robinet de închidere; 8 - semnalizare nivel; 9 - capac; 10 - protecţie ţeavă combustibil; 11 - robinet de reglare la arzător; 12 - cuvă din beton.

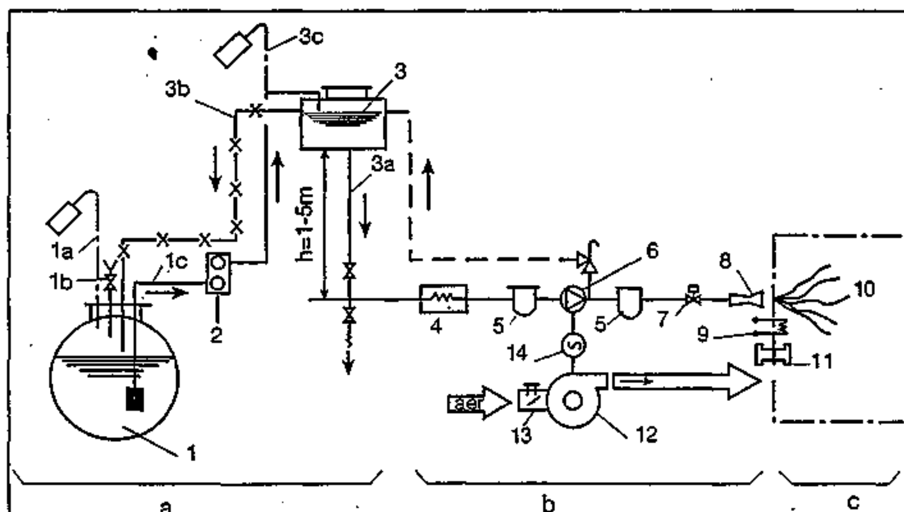


Fig. 5.5.2. Schema tehnologică a instalaţiei de alimentare, depozitare, distribuţie cu rezervor intermediar şi ardere a combustibilului uşor cu arzător monobloc:
a - schema tehnologică a instalaţiei de combustibil;
b - schema tehnologică a arzătorului monobloc "tot-nimic"; c - focar;
1 - rezervor de depozitare; 1a - racord de aerisire cu opritor de flacără; 1b - racord de alimentare; 1c - racord conductă de alimentare cu combustibil;2 - pompă de transvazare; 3 - rezervor de combustibil; 3a - racord conductă de combustibil; 3b - conductă de preaplin; 3c - racord de aerisire cu opritor de flacără; 4 - preîncălzitor de combustibil; 5 - filtre; 6 - pompă de combustibil; 7 - ventil electromagnetic; 8 - injector; 9 - electrod de aprindere; 10 - focar; 11 - detector de flacără; 12 - ventilator; 13 - dispozitiv de ajustare aer; 14 - motor electric.

5.5.2. Instalaţii de ardere a combustibililor lichizi

Cuprind rezervoarele de depozit, rezervorul de consum zilnic (dacă este cazul), arzătoarele, pompele pentru circulaţia combustibilului (dacă este cazul) precum şi conductele de transport cu armăturile respective.

În funcţie de capacitatea centralei termice precum şi de numărul cazane-

lor, alimentarea cu combustibil a arzătoarelor se poate face direct din rezervorul de depozitare sau prin intermediul unui rezervor intermediar.

La instalațiile de alimentare cu combustibil lichid a cazanelor fără supraveghere permanentă se prevăd dispozitive de blocare a admisiei combustibilului în caz de întrerupere a curentului electric sau de defectare a componentelor utilajelor care servesc arderea.

5.5.2.1 Instalații de alimentare cu pompare directă

Se utilizează pentru centralele termice cu putere mică (circa 2 cazane) (fig. 5.5.1).

Alimentarea cu combustibil a arzătorului se face din rezervorul de depozitare cu ajutorul unor pompe volumetrice cu filtre încorporate în ansamblul arzătorului. Opțional, arzătorul poate fi dotat și cu preîncălzitor de combustibil în sistem încorporat: termorezistență electrică pe conducta de alimentare a duzei de pulverizare și/sau termorezistență imersată în combustibil într-un recipient termostatat, intercalat pe conducta de refulare a pompei.

5.5.2.2 Instalația de alimentare cu rezervor intermediar

La centralele termice prevăzute cu mai multe cazane se recomandă alimentarea cu combustibil a arzătoarelor, prin cădere liberă dintr-un rezervor intermediar amplasat fie în sala cazanelor, fie într-o încăpere adiacentă acesteia, în funcție de capacitatea lui.

Schema unei astfel de instalații este prezentată în figura 5.5.2.

Combustibilul din unul sau mai multe rezervoare este pompat cu ajutorul pompelor cu roți dințate în rezervorul de consum zilnic de unde, prin cădere liberă, este trimis la cazane printr-o rețea de conducte. Pentru a asigura o bună alimentare a arzătoarelor, se recomandă ca înălțimea h de amplasare a rezervorului intermediar față de arzătoare să fie cuprinsă între 1 și 5 m (în general h = 2 m).

La instalațiile de alimentare a cazanelor cu combustibil lichid și rezervor de înălțime, fără supraveghere directă, permanentă, se prevăd dispozitive de blocare a admisiei combustibilului în caz de întrerupere a curentului electric sau de defectare a componentelor utilajelor care servesc arderea.

5.5.3. Instalații de ardere a combustibililor gazoşi

Sunt mai pretențioase, pe de o parte, datorită caracterului exploziv iar, pe de altă parte, datorită variațiilor mari de presiune în regim de exploatare pe care le prezintă gazele naturale. De aceea racordurile la arzătoare se fac ținându-se seama de tipul arzătorului și de variațiile de presiune ale gazului, mai precis, de presiunea minimă la care poate lucra arzătorul.

În figura 5.5.3 se prezintă schema de principiu de racordare a arzătorului la rețeaua de gaze.

Arzătorul este racordat la rampa de gaz care cuprinde, succesiv, următoarele componente obligatorii: priza de presiune, necesară pentru determinarea presiunii statice și dinamice la intrare în rampă; electrovalva de siguranță, cu funcționare în regim tot-nimic și cu presiunea de lucru garantată de 1,5 - 2 ori mai mare decât presiunea maximă de lucru a rampei de gaz; electrovalva de lucru, cu deschidere bruscă la arzătoarele cu aer autoaspirat și, la arzătoarele mici, cu aer insuflat, iar la arzătoarele mijlocii și mari cu aer insuflat are deschiderea lentă și poate avea două trepte de debit prereglat; presostat de minimum, care dă comanda de oprire a arzătorului în momentul în care presiunea din rampă coboară sub presiunea minimă de lucru stabilită pentru arzător, de exemplu 50 mbar, la majoritatea arzătoarelor cu aer insuflat, și 25 mbar, la cele autoaspirante; regulator de presiune, pentru menținerea foarte stabilă a presiunii la arzător; filtru de praf, cu rolul de a proteja organele de închidere din aval; legătură elastică, utilă atunci când se fac intervenții la arzător sau cazan; robinet de separare.

În general, arzătoarele se livrează echipate cu componentele (1) - (6) din figura 5.5.3 care țin direct de funcționarea arzătorului. Componentele (7) - (9) se prevăd în proiectul de instalare. Unele tipuri de arzătoare cu rampe compacte pot îngloba într-un corp comun componentele (2) - (5) și (7).

În cazul când apar frecvente căderi de presiune în rețeaua de gaze este bine să se determine pierderile de sarcină pe rețeaua interioară și la presiunea minimă de lucru a arzătorului, determinându-se astfel diferența dintre presiunea statică și cea dinamică la intrare în arzător, la sarcină minimă. Reglarea presostatului de minimum se face astfel încât acesta să întrerupă funcționarea arzătorului la atingerea presiunii minime (dinamice) și să nu permită pornirea acestuia în momentul imediat următor când apare saltul de presiune de la presiunea dinamică la cea statică, ci doar la o creștere mai mare a acesteia. În felul acesta se evită

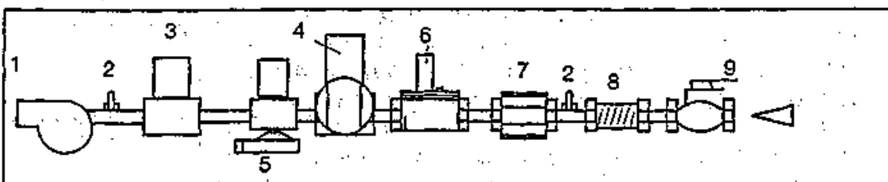


Fig. 5.5.3. Schema de racordare a arzătorului la rețeaua de gaze:
1 - arzător; 2 - priză de presiune; 3 - electrovalvă de siguranță; 4 - electrovalvă de lucru; 5 - presostat de minimum; 6 - regulator de presiune; 7 - filtru de praf; 8 - legătură elastică; 9 - robinet de închidere.

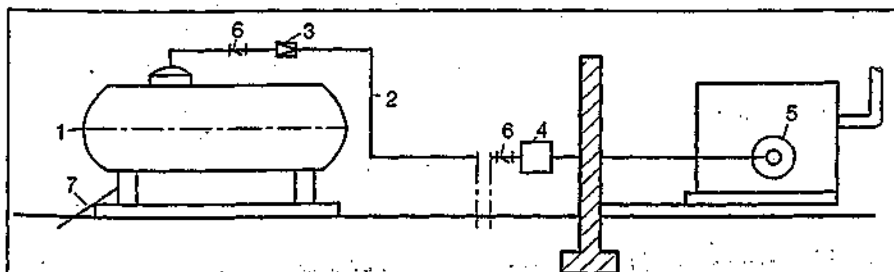


Fig. 5.5.4. Instalații de ardere a combustibilului GPL:
1 - rezervor GPL de 2700 l; 2 - conductă gaze petroliere; 3 - reductor de presiune; 4 - stație de reglare gaze; 5 - arzător; 6 - filtru de impurități; 7 - legare la pământ.

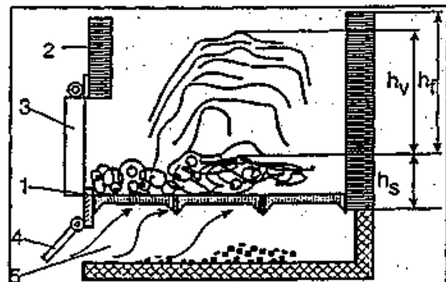


Fig. 5.5.5. Focar pentru arderea lemnelor:
1 - bare de grătar; 2 - zidăria refractară a focarului; 3 - ușă de încărcare; 4 - ușă de reglare a aerului; 5 - cenușar.
h_s - înălțime de strat; h_v - înălțime de ardere a volatilelor; h_f - înălțime focar.

fenomenul de pendulare (porniri și opriri repetate) care, dacă durează mult, pot duce la avarierea arzătorului.

5.5.4. Instalații de ardere a gazelor petroliere lichefiate

La centralele termice cu capacități mici se pot utiliza, drept combustibil, gazele petroliere lichefiate (GPL). Disponibilitățile de GPL ale industriei petroliere a constituit motivația luării în studiu a posibilității realizării de instalații de ardere care să folosească un astfel de combustibil (utilizarea gazelor produse prin vaporizarea produselor petroliere lichefiate: propan și butan).

SC. SPRINT S.R.L. București a realizat o instalație de încălzire în care centrala termică este prevăzută cu un cazan de apă caldă de 46,5 kW, utilizând drept combustibil GPL (fig. 5.5.4).

Instalația de ardere GPL se compune dintr-un rezervor metalic de formă cilindrică având capacitatea de 2 700 l. Gazul evaporat este transportat la centrala termică printr-o conductă subterană a cărei tehnologie de montare este asemănătoare cu cea pentru gazul metan. Pentru reducerea presiunii gazului de la circa 12-14 bar la 0,02 bar s-a prevăzut o stație de reducere a presiunii într-o singură treaptă, compusă din 3 regulatoare montate în paralel, de tip RGL SEPA S.A. Bârlad.

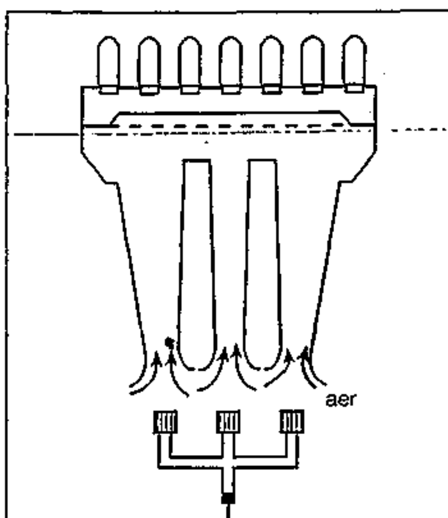


Fig. 5.5.9. Arzător cu rampe multiple.

5.5.5. Instalații de ardere a combustibililor solizi

5.5.5.1 Arderea lemnelor

Lemnele se ard în cazane speciale, pe grătare plane, cu aer aspirat de sub grătar din cameră denumită cenușar.

Din analiza procesului de ardere rezultă că necesarul de aer este variabil în timp și pentru a nu exista o ardere incompletă în fazele care cer un maximum de debit de aer, se folosește un exces mare de aer chiar și în fazele care necesită aer puțin. Arderea în aceste condiții este mai puțin economică, randamentul cazanelor cu lemne fiind de ordinul 70...80%.

În figura 5.5.5 se prezintă un exemplu de focar cu bare de grătar folosite la arderea lemnelor.

5.5.5.2 Arderea cărbunilor

Lignitul brut are un conținut mare de fracție fină, sub 10 mm, care cade sub grătar și este pierdut, energetic, fiind evacuat cu cenușa. De asemenea, cantitatea de cenușă este mare, de ordinul 40% din masa combustibilului inițial, și trebuie gândită de la început soluția de depozitare sau de evacuare a cenușii din centrala termică.

Soluția tipică de cazan de încălzire folosind lignit este cazanul METALICA.

În figura 5.5.6 se prezintă o secțiune prin cazanul METALICA cu grătar.

Valoarea excesului de aer mediu în funcționarea grătarului este de 2,5...3 și durata unui ciclu de funcționare este de 4-6 h după care grătarul trebuie descărcat și curățit deoarece este blocat cu zgură. Urmează din nou o aprindere.

Se remarcă în cazul lignitului un conținut mare de sulf (1,2...2,5%) ceea ce face ca gazele de ardere să aibă un conținut ridicat de SO_2 și să fie puternic poluante.

În tabelul 5.5.6 se prezintă debitul orar de SO_2 ce se emite de către o centrală termică cu puterea de 10 MW (echivalent de încălzire pentru 1 000 apartamente). La asemenea grade mari de poluare și la indicii economici foarte defavorabili alegerea soluției de ardere a lignitului în centrale mici trebuie foarte bine justificată.

Tabelul 5.5.6. Debit orar de SO_2 emis de o centrală termică de 10 MW funcționând cu lignit

Tip lignit	Debit comb [kg/h]	Debit sulf [kg/h]	Debit SO_2 [kg/h]
Motru	8 929	129,5	259,0
Rovinari	8 595	116,0	232,0
Anina	4 464	75,9	151,8
Cozia	4 762	76,2	152,4
Câmpulung	5 714	57,1	114,2
Filipești	7 143	178,6	357,2
Sotinga	6 969	174,2	348,4
Comănești	4 608	106,0	212,0

5.5.5.3 Arderea brichetelor

Procesul de ardere a brichetelor de cărbune este mult mai bun decât cel al arderii lignitului brut, fără probleme de aprindere și de zgurificare. Trebuie, totuși, remarcat faptul că, la conținutul mare de sulf din combustibilul tip brichete, emisiile poluante în gazele de ardere pot deveni inacceptabile.

Instalațiile de ardere sunt tot pe grătar plan fix.

Dezavantajul arderii brichetelor este

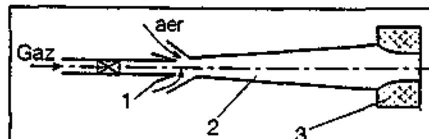


Fig. 5.5.7. Arzător autoaspirant:
1 - duză de gaz; 2 - cameră de amestec; 3 - cap de ardere.

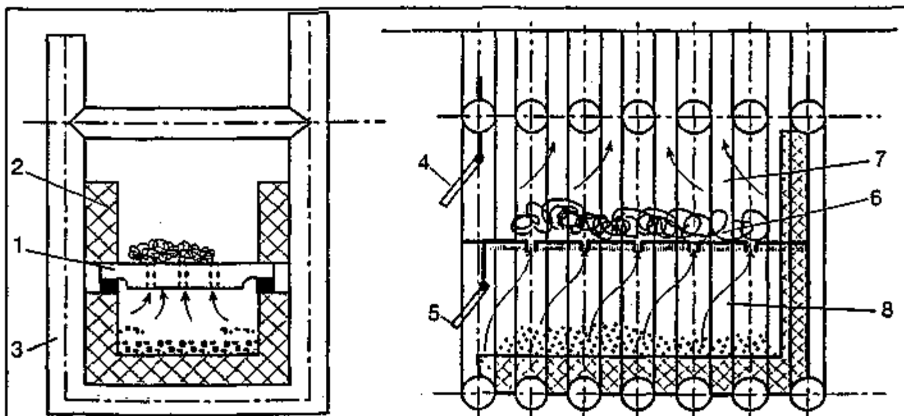


Fig. 5.5.6. Cazan cu grătar METALICA (pentru arderea lignitului):
1 - bare de grătar; 2 - șamotare în focar; 3 - elemente de cazan; 4 - ușă focar; 5 - ușă cenușar; 6 - strat de combustibil; 7 - volum de ardere a volatilelor; 8 - cenușar.

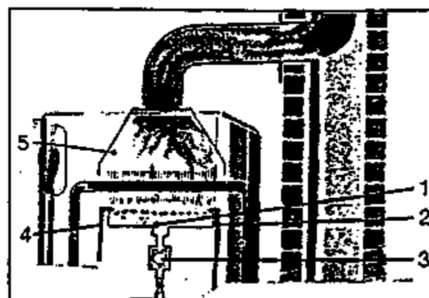


Fig. 5.5.8. Ruperea de presiune la cazane cu arzătoare autoaspirante:
1 - arzător; 2 - electrod de aprindere; 3 - vană de gaz; 4 - electrod de detecție flacără; 5. hotă cu rupere de presiune.

costul lor ridicat.

5.5.6. Arzătoare de combustibil gazos

Tipurile de arzătoare se clasifică, în primul rând, după modul de introducere a aerului necesar arderii. Dacă aerul este admis prin efectul de ejecție al combustibilului combinat cu introducerea unui aer secundar prin depresiunea realizată în focar, arzătorul este cu aer aspirat (autoaspirant). În cazul când există un ventilator care insuflă aerul necesar arderii, arzătorul este cu aer insuflat (presurizat).

Trebuie delimitate particularitățile fiecărei categorii de arzătoare pentru a utiliza corect tipul adecvat. Avantajele și dezavantajele, sunt prezentate în continuare.

ARZATOR CU AER ASPIRAT

avantaje:

- simplitate constructivă prin lipsa ventilatorului;
- autoreglarea aspirației de aer la variații de presiune a gazului;

ARZATOR CU AER INSUFLAT

avantaje:

- reglare riguroasă a proporției combustibil/aer care se menține constantă în timp;
- posibilitate de:
  - automatizare la sarcini variabile
  - realizare tehnică pentru orice debite
  - introducere în trepte a aerului de ardere sau de recirculare a gazelor în focar pentru a reduce emisiile de NOx
  - realizare a focarelor în suprapresiune.

Comparația duce la concluzia că utilizarea arzătoarelor autoaspirante este indicată numai pentru debite foarte mici de combustibil unde economia de investiție este preponderentă față de economia de combustibil și față de posibilitatea de reglare corectă a procesului de ardere.

5.5.6.1 Arzătoare cu aer aspirat

Schema clasică a unui arzător autoaspirant este prezentată în figura 5.5.7.

Deoarece impulsul jetului de combustibil gazos nu poate antrena mai mult de 0,4...0,6 din debitul necesar de aer (coeficient de ejecție maxim 4...6), este necesar ca focarul să fie în depresiune și completarea aerului necesar arderii să se facă prin reglarea admisiei de aer secundar. Aerul secundar se reglează pentru situația cea mai dezavantajoasă a tirajului, respectiv, a depresiunii în focar, ceea ce face ca, la existența unui tiraj mai bun, excesul de aer să fie mai mare decât cel economic. La cazanele moderne, pentru ca tirajul coșului să nu influențeze introducerea aerului secundar, se prevede o rupere de presiune la evacuarea gazelor din cazan, așa cum se arată în figura 5.5.8.

În orice caz reglarea clapetei de admisie a aerului secundar trebuie făcută cu multă atenție la punerea în funcțiune a arzătorului și trebuie avut în vedere faptul că, la variații de presiune a gazului se modifică debitul arzătorului și proporția de aer primar introdus prin ejecție.

Stabilizarea frontului de flacără se face la ieșirea din canalele de admisie a amestecului primar și este, relativ, redusă. De aceea, arzătoarele moderne folosesc canale de admisie de tip fante înguste racordate la mai multe rampe de gaze astfel că se realizează, practic, o suprafață plană de ardere, așa cum se arată în figura 5.5.9.

5.5.6.2 Arzătoare cu aer insuflat

Atunci când condițiile economice nu impun alegerea unui arzător cu aer aspirat se folosește un arzător cu aer insuflat.

Soluțiile de arzătoare nu sunt mult diferite constructiv între ele, diferența majoră fiind în sistemul de reglare a puterii. Sunt realizate astfel arzătoare în gama de puteri termice de la 5 la 5 000 kW care vor fi ilustrate prin exemple constructive.

În gama puterilor mici și mijlocii, până la 600 kW, arzătoarele sunt, în general, cu reglare tot-nimic. O soluție constructivă tipică este prezentată în figura 5.5.10 a (arzător CHAPPÉE CG). În figurile 5.5.10 b și c se prezintă sistemul de alimentare cu gaz al capului de ardere: se divide curentul de gaz în 8 jeturi înconjurate de jeturi multiple de aer, astfel ca omogenizarea combustibil-aer să fie foarte bună.

În tabelul 5.5.7 se dau principalele caracteristici ale unor game de arzătoare de combustibil gazos tip CHAPPÉE și SICMA în gama de puteri 10-600 kW.

Diferitele soluții constructive de arzătoare au sisteme de omogenizare gaz-aer specifice. Combustibilul gazos poate fi admis în camera de amestec prin orificii dispuse central sau periferic în jetul de aer.

Amestecul cu jetul de aer se face în capul de ardere introducând gazul într-un jet turbionar de aer pentru a scurta flacăra și pentru a îmbunătăți stabilitatea. Reglarea poziției capului de ardere permite, în limite destul de largi, modificarea stabilității flăcării și a lungimii ei.

Sistemul de automatizare asigură următoarele secvențe de funcționare:

- preventilarea focarului (timpul minim fiind prevăzut în norme);
- punerea în funcțiune a sistemului de aprindere cu scânteie;
- controlul existenței flăcării printr-o sondă de ionizare sau o fotocelulă;

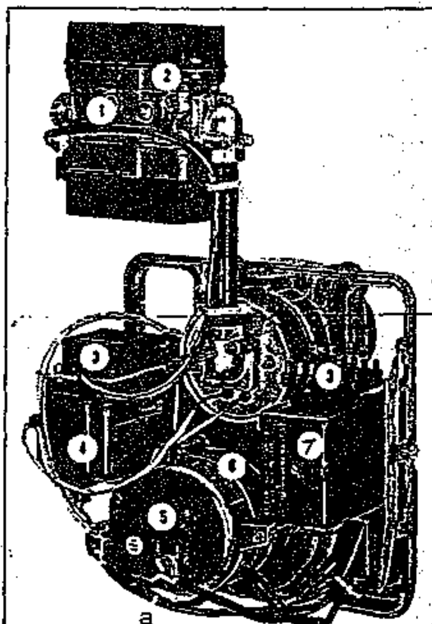


Fig. 5.5.10. Arzătoar de debite mici și mijlocii:
a - soluție de arzător (CHAPPÉE); 1 - ventil de admisie gaz; 2 - presostat de gaz; 3 - conector pentru rampa de gaz, reglare și alimentare; 4 - transformator de aprindere; 5 - presostat de aer; 6 - motor electric-ventilator; 7 - automatizare.

Tabelul 5.5.7. Caracteristicile arzătoarelor de combustibil gazos tip CHAPPÉE și SICMA cu puteri 10-600 kW

Tip arzător	Putere termică		Putere motor	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
	maximă [KW]	minimă [KW]	[W]		
CHAPPEE CG 4-1A	47	13	150	80	11
CG 7-1A	77	42	200	98	13
CG12-1A	144	72	200	127	17
CG18-1A	250	70	250	128	28
CG28-1A	350	180	250	135	30
SIGMA GS31-1A	420	160	370	178	36
GS40-1A	480	215	370	178	36
GS51-1A	600	215	370	178	37

- comanda de întrerupere a alimentării cu combustibil la comanda unui termostat de reglare.

Sistemul de automatizare are și rol de protecție oprind funcționarea arzătorului în următoarele cazuri:

- nerealizarea aprinderii;
- presiune de gaz în afara limitelor prevăzute;
- lipsă de presiune a aerului;
- stingerea flăcării;
- sesizarea prezentei flăcări în focar înainte de aprindere;
- depășirea temperaturii maxime admise pentru agentul termic prin comanda termostatului de siguranță.

În gama puterilor medii, 200...3 000 kW, arzătoarele sînt realizate pe același principiu funcțional dar se îmbunătățește posibilitatea de acoperire a sarcinii, prin funcționare în regim tot-sarcină medie-nimic (arzătoare cu 2 aluri). De asemenea, la astfel de arzătoare este necesar ca pornirea să se facă cu o creștere lentă a debitului, de la 0 la cel reglat, pentru a nu produce unde de presiune în focar la aprinderea bruscă a unui debit mare.

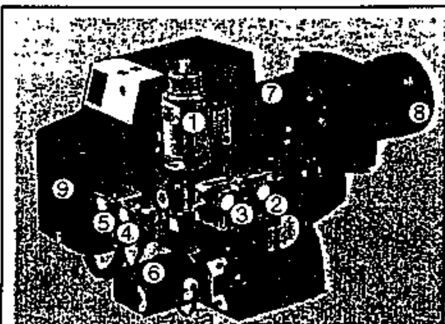
Un exemplu de gamă de astfel de arzătoare sunt arzătoarele SICMA prezentate în figura 5.5.11 a. Se remarcă seturile de ventile electromagnetice, de lucru și de protecție, separate pentru fiecare alură.

În figura 5.5.11 b se prezintă diagramele de funcționare ale arzătoarelor în funcție de suprapresiunea din focar.

În tabelul 5.5.8 se dau principalele caracteristici ale unor game de arzătoare de combustibil gazos tip SICMA în gama de puteri 300...3 000 kW.

În gama puterilor mari, 1 000...5 000 kW, arzătoarele pot fi cu un regim continuu de reglare a puterii, având în permanență controlul proporției corecte între combustibil și aer. Un exemplu de astfel de gamă este cel al arzătoarelor SICMA RAG (Raport Aer-Gaz controlat) și al arzătoarelor LAMBORGHINI PM.

În tabelul 5.5.9 se dau principalele caracteristici ale unei game de arzătoare de combustibil gazos tip SICMA - RAG în gama de puteri 500...3 000



1 - vană de gaz cu deschidere progresivă
2 - presostat de aer treapta I; 3 - presostat de aer treapta II; 4 - presostat de gaz treapta I; 5 - presostat de gaz trapta II;
6 - servomotor de comandă a clapetei de aer; 7 - ventilator de aer; 8 - cap de ardere; 9 - automatizare + motor electric.

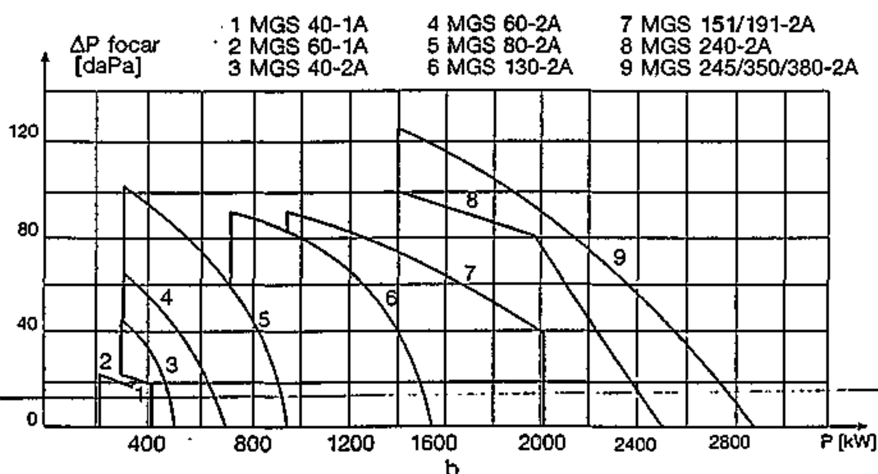


Fig. 5.5.11. Arzătoare de putere medie cu 2 trepte de sarcină:
a - soluție constructivă (arzătoare SICMA GS);
b - diagrame de putere în funcție de suprapresiunea din focar.

Tabelul 5.5.8 Caracteristicile game arzătoarelor de combustibil gazos tip SICMA cu puteri 300...3 000 kW

Tip arzător	Putere termică maximă [kW]	Putere termică minimă [kW]	Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
SICMA GS40-2A	480	280	370	178	36
GS51-2A	600	280	370	178	37
GS60-2A	700	300	600	178	38
GS70-2A	820	300	1 100	166	45
GS80-2A	940	300	1 100	172	57
GS130-2A	1 550	720	1 800	188	60
GS151-2A	2 000	1 000	2 200	211	67
GS191-2A	2 500	1 200	3 000	224	77
GS240-2A	2 880	1 400	4 000	226	110

Tabelul 5.5.9. Caracteristicile de combustibil gazos tip SICMA - RAG cu puteri 500-3 000 kW

Tip arzător	Putere termică maximă [kW]	Putere termică minimă [kW]	Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
SICMA GS80-RAG	940	400	1100	172	57
GS130-RAG	1 550	720	1 800	188	60
GS151-RAG	2 000	1 000	2 200	211	67
GS191-RAG	2 500	1 200	3 000	224	77
GS240-RAG	2 880	1 400	4 000	226	110

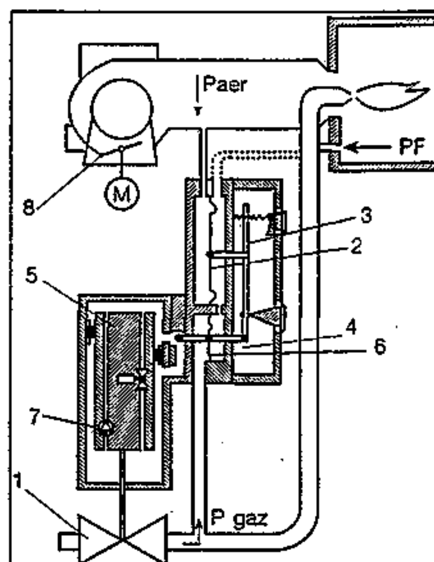


Fig. 5.5.12. Schema de principiu a regulatorului RAG raport aer-gaz controlat:
1 - vană de gaz; 2 - membrană de aer; 3 - sistem de pârghii; 4 - tijă cu bilă; 5 - piston servomor; 6 - membrană de gaz; 7 - pompă de ulei; 8 - registru de aer.

kW iar în tabelul 5.5.10 se dau caracteristicile arzătoarelor LAMBORGHINI PM.

În figura 5.5.12 se prezintă schema de principiu a regulatorului proporțional continuu.

Când vana de gaz este închisă, în timpul de preventilare, numai presiunea aerului acționează asupra regulatorului. Această presiune se exercită pe partea stângă a membranei pe care o deplasează spre dreapta. Prin sistemul de pârghii, tija cu bilă închide by-pass-ul servomotorului care se deplasează în sus și poate deci să deschidă vana de gaz. Presiunea gazului în aval de vană crește rapid și se exercită asupra membranei de gaz a regulatorului. În momentul în care forțele exercitate pe membrane și transmise prin pârghii sunt în echilibru (în funcție de reglarea raportului P_{gaz}/P_{aer}) tija cu bilă deschide by-pass-ul și volumul de ulei care trece prin by-pass este același cu debitul pompei. Pistonul servomotorului și vana de gaz se imobilizează în această poziție. Când necesarul de căldură crește, registrul de aer se deschide mai mult și presiunea pe membrană crește și ea. Regulatorul închide prin tija cu bilă by-pass-ul servomotorului și vana de gaz se deschide până la o nouă poziție care reechilibrează raportul P_{gaz}/P_{aer} și, astfel, raportul de volum gaz/aer rămâne constant pe toată plaja de reglare.

Având aceeași soluție constructivă cu arzătoarele de gaz natural, arzătoarele pentru combustibil provenind din gaze lichefiate (GPL) au unele modificări la rampa de combustibil pentru a se adapta la presiunile de lucru, în general, mai mari la GPL și la raportul diferit combustibil-aer față de raportul stabilit la gaz natural.

5.5.7. Arzătoare de combustibil lichid

Sunt specifice pentru diferite caracteristici ale combustibilului lichid: motorina (M) sau combustibil lichid ușor (CLU).

Arzătoarele pentru combustibil M sunt de puteri mici, de regulă, până la 600 kW; sunt arzătoare la care avantajul unei soluții constructive mai simple compensează costul mai ridicat al combustibilului.

Sistemul se compune dintr-o pompă de combustibil care injectează la presiunea de 10...15 bar combustibilul într-o duză de pulverizare. Pulverizarea combustibilului este foarte fină și picăturile au ordinul de mărime 30...50 µm.

Aerul de ardere este insuflat de un ventilator, la fel ca la arzătoarele de combustibil gazos. Chiar și capul de ardere cu piesa de turbionare pentru stabilizarea flăcării au aceeași soluție constructivă. De asemenea, sistemele de reglare și protecție sunt similare.

În tabelul 5.5.11 este dată lista de dimensiuni ale duzei de injecție, în funcție de debitul de combustibil necesar pentru un combustibil de tip M cu vâscozitatea de 3 °E la temperatura de 20 °C. În cazul când combustibilul lichid M are o vâscozitate mai mare este uneori nevoie să se prevadă duza cu o treaptă de valoare superioară.

Tot pentru cazul combustibililor cu vâscozitate mai ridicată, fie din cauza calității, fie din cauza temperaturii mai scăzute, unele arzătoare sunt prevăzute cu un sistem de preîncălzire a combustibilului tip M la temperatura de până la 50 °C. Pentru arzătoarele folosind combustibil CLU care are o vâscozitate mai ridicată la temperatură ambiantă, preîncălzirea combustibilului la o temperatură de 70...90 °C, înaintea pulverizării, este obligatorie. La arzătoarele de puteri medii se prevăd, în general, două trepte de funcționare: cu debit

Tabelul 5.5.10. Caracteristicile arzătoarelor de combustibil gazos tip LAMBORGHINI PM

Tip arzător			Consum						Puterea termică			Motor
			[m³/h]			[kcal/h]			[kW]			[kW]
			min*	min.	max.	min.*	min.	max.	min.*	min.	max.	
55PM/2-1	55PM/2-U	55PM/M-U	15	27	60	128 250	230 850	513 000	149	268	597	0,74
70PM/2-1	70PM/2-U	70PM/M-U	22	45	85	180 100	384 750	726 750	219	447	845	0,74
140PM/2-1	140PM/2-U	140PM/M-U	29	60	135	247 950	513 000	1 154 250	288	596	1 342	1,80
210PM/2-1	210PM/2-U	210PM/M-U	42	95	201	359 100	812 250	1 718 550	418	944	1 998	2,20
	310PM/2-U	310PM/M-U	60	140	310	513 000	1 197 000	2 650 500	597	1 392	3 082	5,50
	430PM/2-U	430PM/M-U	80	210	430	684 000	1 795 500	3 676 500	795	2 088	4 275	9,20

** Valoarea minimă obținută în fază de modulare*
PM/2-1; PM/2-U arzător monobloc „tot-puțin"
PM/M-U arzător monobloc cu reglare continuă

Tabelul 5.5.11. Debitul [kg/h] și puterea termică [kW, Mcal/h] pentru duze în funcție de tipul unei duze Gph și presiune [bar] MCH*=[Mcal/h]

[bar]	10			11			12			13			14			15		
Gph	[kg/h]	[kW]	MCH*	[kg/h]	[kW]	MCH*	[kg/h]	[kW]	MCH*	[kg/h]	[kW]	MCH*	[kg/h]	[kW]	MCH*	[kg/h]	[kW]	MCH*
1,50	5,58	66	57	5,85	69	60	6,11	72	62	6,36	75	65	6,60	78	67	6,83	81	70
1,65	6,14	73	63	6,44	76	66	6,73	80	69	7,00	83	71	7,27	86	74	7,52	89	77
1,75	6,51	77	66	6,83	81	70	7,14	85	73	7,42	88	76	7,71	91	79	8,24	98	84
2,00	7,45	88	76	7,81	93	80	8,18	97	83	8,49	100	87	8,81	104	90	9,12	108	93
2,25	8,38	99	85	8,78	104	90	9,18	109	94	9,55	113	97	9,91	118	101	10,26	122	105
2,50	9,31	110	95	9,76	116	100	10,19	121	104	10,61	126	108	11,01	131	112	11,39	135	116
2,75	10,24	121	104	10,73	127	109	11,21	133	114	11,67	138	119	12,11	144	123	12,53	149	128
3,00	11,16	132	114	11,71	139	119	12,23	145	125	12,73	151	130	13,21	157	135	13,67	162	139
3,50	13,03	155	133	13,66	162	139	14,27	169	146	14,85	176	151	15,42	183	157	15,95	189	163
4,00	14,89	177	152	15,62	185	159	16,31	193	166	16,97	201	173	17,62	209	180	18,23	216	186
4,50	16,75	199	171	17,57	208	179	18,35	218	187	19,10	227	195	19,82	235	202	20,51	243	209
5,00	28,62	221	190	19,52	232	199	20,39	242	208	21,22	252	216	22,03	261	225	22,79	270	232

redus şi cu debit maxim. În acest caz arzătoarele au două duze de pulverizare iar circuitul de combustibil care pleacă de la pompă are două ramuri, fiecare cu comandă proprie de pornire. În figura 5.5.13 se prezintă ca exemplu două arzătoare CHAPPÉE CF: 5.5.13 a - arzător cu o singură treaptă; 5.5.13 b - arzător cu două trepte.

În tabelul 5.5.12 se dau principalele caracteristici ale unor game de arzătoare de combustibil lichid tip CHAPPÉE CF în gama de puteri 15...350 kW funcţionând cu motorină.

La arzătoarele de putere mare reglarea debitului arzătorului este continuă de la o sarcină minimă la sarcina nominală. Construcţia duzelor de injecţie, reglarea pompei de combustibil şi soluţia capului de ardere permit realizarea unei pulverizări fine şi a unei arderi de bună calitate în tot domeniul de funcţionare.

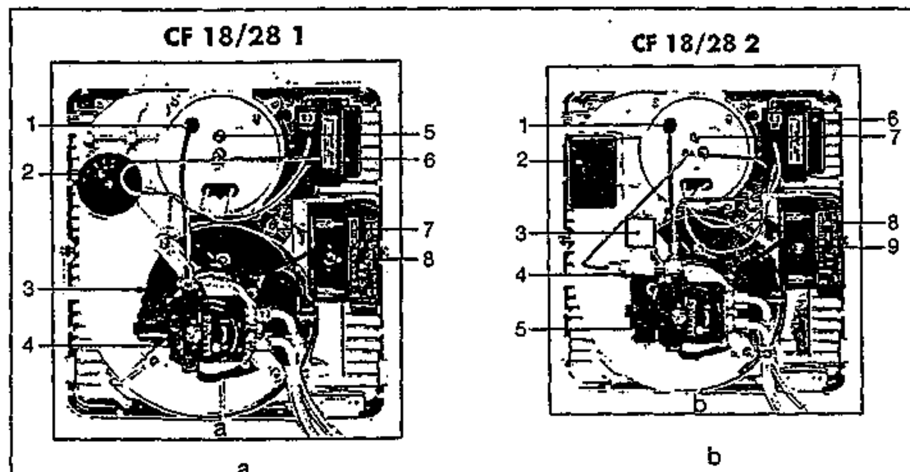


Fig. 5.5.13. Arzător pentru combustibil lichid (soluţie CHAPPÉE CF):
a. cu o treaptă de funcţionare;
1 - celulă fotoelectrică de detectare a flăcării; 2 - reglare manuală a clapetei de aer; 3 - reglare combustibil; 4 - pompă de combustibil; 5 - reglare de poziţie a capului de ardere; 6 - transformator de aprindere; 7 - bloc de automatizare; 8 - buton de rearmare a blocului după avarie
b. cu două trepte de funcţionare;
1 - celulă fotoelectrică de detectare a flăcării; 2 - motor electric cu reglare de aer treapta I şi II; 3 - ventil combustibil cu două trepte; 4 - reglare combustibil; 5 - pompă de combustibil; 6 - transformator de aprindere; 7 - reglare de poziţie a capului de ardere; 8 - bloc de automatizare; 9 - buton de rearmare a blocului după avarie.

Tabelul 5.5.12. Caracteristicile arzătoarelor de combustibil lichid tip CHAPPEE cu puteri 15...350 kW funcţionând cu motorină

Tip arzător	Putere termică maximă [kW]	Putere termică minimă [kW]	Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
CHAPPEE CF4R-1A	48	17	290	80	10
CF 4-1A	48	28	180	80	10
CF 7-1A	89	42	200	98	13
CF12-1A*	142	71	220	127	13
CF12-2A*	142	98	290	127	13
CF18-1A	250	70	250	128	22
CF18-2A	250	70	250	128	22
CF28-1A	350	180	250	135	23
CF28-2A	350	180	250	135	23

* 1A - o treaptă; 2A - două trepte

Tabelul 5.5.13. Caracteristicile arzătoarelor mixte (combustibil gazos-combustibil lichid CLU) tip SICMA MGS cu puteri 300...3000 kW

Tip arzător	Putere termică maximă [kW]	Putere termică minimă [kW]	Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
SICMA MGS 80	940	300	1 100	172	66
MGS130	1 550	720	1 800	188	69
MGS151	2 000	1 000	2 200	211	80
MGS191	2 500	1 200	3 000	224	87
MGS240	2 880	1 400	4 000	226	130

5.5.8. Arzătoare mixte gaze-lichid

Deoarece soluţia constructivă a insuflării de aer şi a capului de ardere nu este diferită la un arzător de combustibil gazos faţă de unul de combustibil lichid, alimentarea cu cei doi combustibili se face pe aceeaşi structură de arzător. Funcţionarea este alternativă, cu un combustibil sau cu celălalt.

Sunt prevăzute următoarele soluţii constructive:

- la funcţionarea cu combustibil gazos, pompa de injecţie a combustibilului lichid se decuplează pentru a nu funcţiona în gol;
- la trecerea de la combustibil gazos la combustibil lichid se opreşte arzătorul şi trebuie repornit printr-o comandă manuală; la trecerea inversă, arzătorul nu se opreşte;
- reglarea aerului făcută pentru funcţionarea cu unul din combustibili trebuie să corespundă la un anumit debit al celuilalt combustibil, deoarece la trecerea de la un combustibil la altul nu se face nici o reglare de aer; rezultă că puterea arzătorului va fi puţin diferită pe cei doi combustibili: de exemplu, la acelaşi exces de aer, raportul puterilor combustibil gazos/combustibil lichid are valoarea 1,1.

În figura 5.5.14 se prezintă principiul alimentării mixte a arzătorului cu combustibil lichid, prin duză, şi cu combustibil gazos, prin orificii dispuse împrejurul duzei centrale.

În figura 5.5.15 se prezintă o distribuţie periferică a combustibilului gazos prin 6 canale de insuflare, la arzătoare de debite mari, în centrul arzătorului rămânând injecţia de combustibil lichid cu două duze pentru cele două trepte de funcţionare (fig. 5.5.15 a şi b).

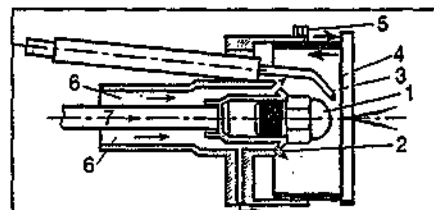


Fig. 5.5.14. Arzător mixt cu introducere în zona centrală a combustibilului gazos:
1 - duză de combustibil lichid; 2 - orificiu de admisie combustibil gazos; 3 - electrod de aprindere; 4 - cap de ardere - stabilizator; 5 - şurub de reglare a capului de ardere; 6 - gaz; 7. lichid M.

Reglarea fină a debitului de gaz se face cu inele de reglare care astupă parțial fantele de admisie (fig. 5.5.15 c)

În tabelul 5.5.13 se dau principalele caracteristici ale unei game de arzătoare mixte (gaze + CLU) tip SICMA MGS în gama de puteri 300...3 000 kW.

5.5.9. Reducerea emisiilor poluante

O problemă esențială a arzătoarelor moderne este emisia redusă de noxe.

5.5.9.1 Emisii de CO și COV

Normele de emisii prevăd un maximum de 100 ppm de CO emis la un conținut de O_2 în gazele de ardere de 3% (exces de aer $\alpha = 1,1$). Toate arzătoarele moderne realizează niveluri admisibile de emisii de CO în condițiile unui focar adecvat și ale unei reglări corecte la instalare. Este de mare importanță, în primul rând, ca focarul să aibă dimensiuni suficiente pentru dezvoltarea flăcării, deoarece toate focarele sunt cu pereți reci și, dacă flacăra atinge pereții, se produce o blocare a reacțiilor de ardere și apariția masivă de CO. În al doilea rând, este necesar ca la instalarea arzătorului reglarea capului de ardere și a dozajului combustibil-aer să se facă măsurând, cu un analizor de gaze, calitatea arderii deoarece, la excesele mici de aer cu care funcționează arzătoarele, reglările trebuie făcute foarte fin.

În general, la arzătoarele mici și mijlocii nu sunt probleme de apariție a COV (compuși organici volatili), astfel de probleme apar la arzătoarele mari cu combustibili grei.

5.5.9.2 Emisii de NOx

Calitatea arzătoarelor din ultimii ani este dată de nivelul redus al emisiilor de NOx. Deoarece emisia maximă de NOx este cea care are loc la temperaturi ridicate, soluțiile arzătoarelor ecologice sunt cu flacăra de temperatură mai scăzută, de ordinul 1 500...1 600 °C.

În figura 5.5.16 se prezintă o diagramă care dă influența temperaturii flăcării asupra formării de NOx.

Alura exponențială a curbei explică de ce o reducere mică de temperatură a flăcării duce la reduceri mari de emisii de NOx.

Metodele de răcire a flăcării se pot clasifica în câteva soluții.

a. Răcirea flăcării prin recirculare de gaze

Recircularea de gaze se poate face prelevând de la ieșirea din cazan, cu

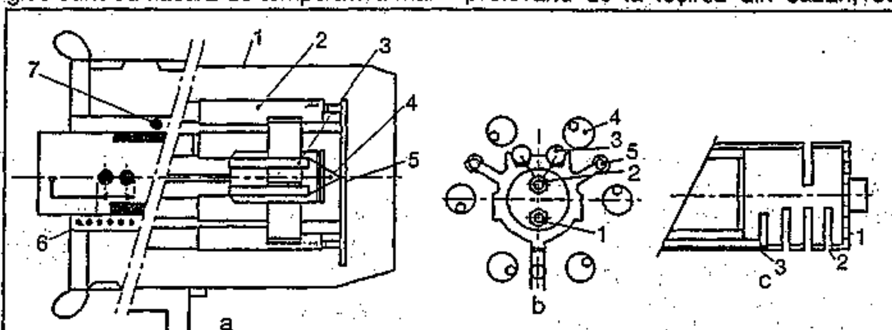


Fig. 5.5.15. Arzător mixt cu introducere în zona periferică a combustibilului gazos:
a. secțiune longitudinală;
1- cilindrul capului de ardere; 2- canale de insuflare gaz; 3 - electrozi de aprindere; 4 - duze de combustibil lichid; 5 - cap de ardere-stabilizator; 6 - scală gradată de poziție a capului; 7 - șurub de fixare poziție cap;
b. vedere frontală;
1 - duză combustibil lichid treaptă I; 2 - duză combustibil lichid treapta II; 3 - electrozi de aprindere; 4 - canal de insuflare gaz; 5 - prindere și concentrare a capului;
c. inel de reglare fină a debitului de gaz;
1 - capul canalului de insuflare; 2 - orificii de ieșire a gazului; 3 - inel de reglare.

Cantitatea de NOx produsă în funcție de temperatura de ardere a combustibilului (gaz natural)													
Temperatura gazelor de ardere [C°]	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000
Cantitatea de NOx produsă [mg NOx/m³]	34,98	51,46	77,94	118,4	194,6	294,6	414,1	550,6	702,3	868,0	1046,6	1237,5	1439,9

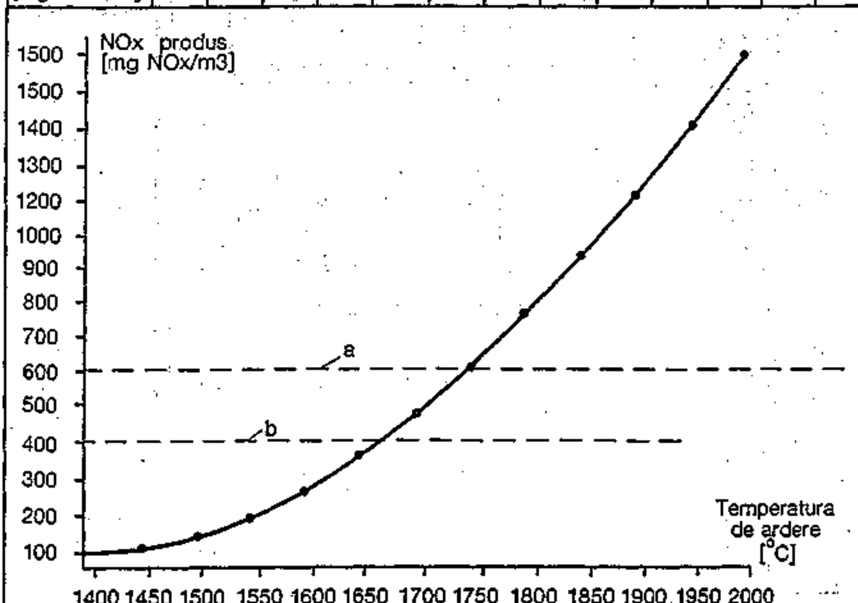


Fig. 5.5.16. Dependența emisiilor de NOx de temperatura de ardere:
a - nivel admisibil de emisii la instalații mici;
b - nivel admisibil de emisii la instalații mari.

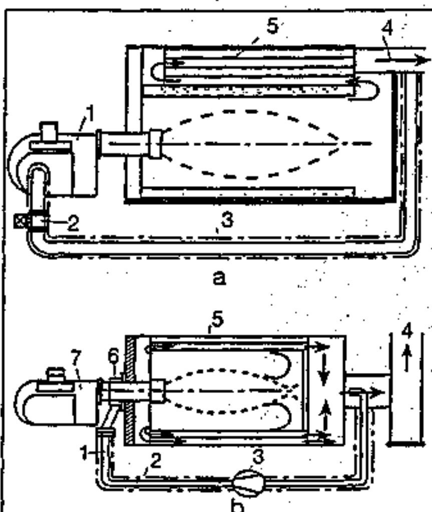


Fig. 5.5.17. Recirculare externă de gaze pentru reducere NOx:
a - cu aspirație prin ventilator de aer
1 - arzător; 2 - clapetă de reglare a gazelor de ardere; 3 - tubulatură de recirculare izolată; 4 - ieșire de gaze de ardere; 5 - cazan
b. cu ventilator de gaze;
1 - tubulatură de recirculare gaze de ardere; 2 - izolație; 3 - ventilator de gaze cu debit reglabil; 4 - coș; 5 - cazan;
6 - racord de gaze recirculate; 7 - arzător.

ıspirare directă prin ventilatorul de aer fig. 5.5.17 a) sau cu un ventilator de jaze (fig. 5.5.17 b), o parte din gazele le ardere care se reinjectează în aerul le ardere în arzător.

Sistemul permite o reglare foarte ună a temperaturii flăcării, dar soluția ehnică complicată face ca această netodă să fie utilizată numai la cazane nari, peste 200 kW.

Un alt sistem de recirculare a gazelor este recircularea internă în arzător, așa um se prezintă în figura 5.5.18, o soluție adoptată la arzătoarele ACV.

După cum se vede din scheme, recircularea se produce prin ejecția periferică produsă de jetul de aer (fig. 5.5.18 a și b) sau prin recirculare dirijată de corpuri de ejector (fig. 5.5.18 c).

La focarele cu corpuri de întoarcere flăcării se produce o antrenare a gazelor de întoarcere, după ce s-au răcit n focar, de către jetul care iese din rzător, așa cum se prezintă în figura 5.5.19 un exemplu de soluție adoptată a arzătoarele ACV.

b. Răcirea flăcării cu corpuri de radiație

O primă soluție este de a introduce n flacără corpuri ceramice care se încălzesc puternic și radiază căldură răcind flacăra. În figura 5.5.20 se arată comparativ spectrele de formare de NOx la flacăra nerăcită și la cea răcită cu corpuri de radiație.

O altă soluție este cuprinderea flăcării într-o incintă puternic radiantă realizată sub forma unui corp central în formă de stea introdus în focar.

c. Arderea în două etape

Soluția are ca principiu arderea combustibilului într-o primă treaptă cu un aer primar reprezentând 70...90 % din aerul necesar arderii. Având aer insuficient, temperatura flăcării este mai scăzută. În același timp flacăra se răcește prin transferul de căldură spre pereții focarului. În etapa a doua de ardere se introduce aerul secundar cu debitul necesar arderii complete, dar temperatura rămâne mai scăzută datorită radiației spre focar.

d. Arderea cu suprafață mare a flăcării

O flacără cu suprafață mare este puternic răcită prin radiația spre pereții reci utilizatori. Arzătoarele mici de combustibil gazos utilizează fie arderea pe un corp ceramic poros, fie o sită cilindrică pe suprafața căreia se stabilizează arderea.

Flăcările pe suprafețe mari au și emisii foarte reduse de produse de ardere incompletă deoarece calitatea amestecului combustibil-aer este deosebit de bună.

5.5.10. Dimensionarea instalației de gospodărire a combustibilului

Problemele care se pun în cazul instalației de gospodărire a combustibilului sunt, pe de o parte, legate de stabilirea necesarului de combustibil iar, pe de altă parte, de determinarea caracteristicilor tehnice și constructive ale echipamentului din dotarea acestei instalații (arzătoare, rezervoare, pompe, conducte etc.).

De asemenea, la stabilirea consumului de combustibil se ține seama de normele în vigoare care prevăd instrucțiuni metodologice privind întocmirea documentațiilor tehnico-justificative, necesare emiterii acordului energetic.

Astfel se pot menționa câteva din precizările privind elaborarea documentației tehnico-economice justificative legate de obținerea acordurilor energetice și, în special, a documentației tehnice justificative care cuprinde: date generale despre obiectivul de investiție, amplasament, valoarea estimată a obiectivului de investiție, memoriul explicativ, breviar de calcul pentru determinarea necesarului de combustibil etc.

Breviarul de calcul pentru determinarea necesarului orar de energie și de combustibil se face în concordanță cu standardele și normativele în vigoare: STAS 4839; STAS 1478; STAS 1907; Normativ I13.

5.5.10.1 Consumuri de combustibil

Pentru dimensionarea instalației de depozitare, transport și ardere precum și a instalației de evacuare a gazelor de ardere, calculul necesarului de combustibil se face raportat la o oră, zi, lună de vârf, perioada de încălzire și an, în funcție de consumul de căldură pe tipuri de consumatori și ținând seama de regimul de funcționare al aces-

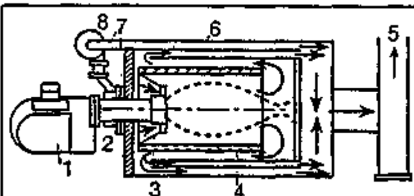
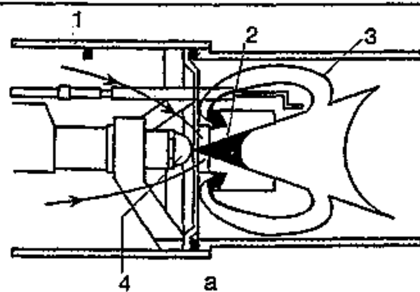


Fig. 5.5.19. Recirculare a gazelor de ardere de la sfârșitul focarului (arzător ACV):
1 - arzător; 2 - colector de gaze recirculate; 3 - voleți de dirijare a gazelor recirculate; 4 - focar răcit; 5 - coș; 6 - cazan; 7 - tubulatură de recirculare; 8 - ventilator de gaze cu debit reglabil.



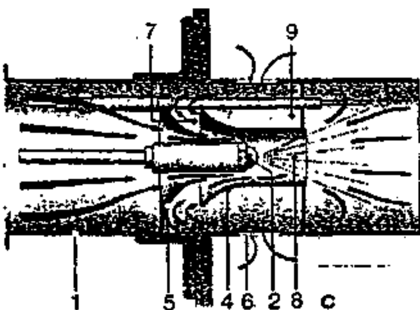


Fig. 5.5.18. Recirculare internă de gaze pentru reducere NOx:
a - cu recirculare naturală;
1 - gaze de ardere recirculate; 2. - jet de combustibil lichid; 3 - gaze de ardere recirculate; 4 - duză de combustibil;
b - detaliu - antrenarea gazelor cu jetul de aer;
1 - aer; 2 - gaze recirculate
c - cu corpuri de ejector pentru recirculare;
1 - corpul arzătorului; 2 - duză de combustibil lichid; 3 - stabilizator cu turbionator; 4 - ajutaj de absorbție a gazelor recirculate; 5 - ajutaj de aer; 6 - orificii de intrare a gazelor recirculate; 7 - intrarea gazelor recirculate în ejector; 8 - jet de combustibil lichid.

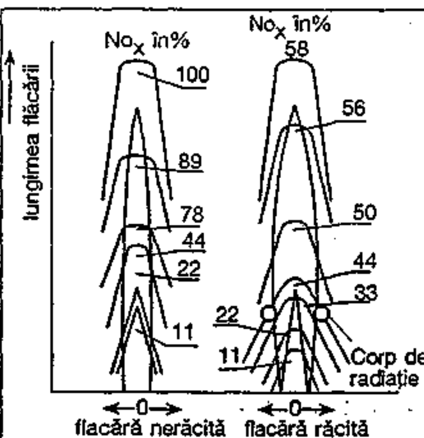


Fig. 5.5.20. Răcirea flăcării cu corpuri radiante:
Modificarea spectrului de emisie a NOx.

tora.

5.5.10.1.1 Consumul de combustibil orar

În funcție de debitul de căldură furnizat de cazanele din centrala termică, necesarul teoretic de combustibil orar, B_h, se calculează cu relația:

$$B_h=\frac{3600}{\eta\cdot H_i}\cdot\left(Q_i+Q_v+Q_{acc}+Q_{th}\right)\quad [m_N^3/h]\ [kg/h]\qquad (5.5.21)$$

în care:

- H_i este puterea calorică inferioară a combustibilului [kJ/kg] sau [kJ/m³N];
- η - randamentul instalației, ca produs al randamentelor cazanelor η_{cz}, rețelei de transport η_t și exploatării η_e, adică

$\eta=\eta_{cz}\cdot\eta_t\cdot\eta_e$

Q_i, Q_v, Q_{acc} și Q_{th} sunt debitele de căldură pentru încălzire, ventilare, apă caldă de consum și nevoi tehnologice.

5.5.10.1.2. Consumul de combustibil zilnic

Calculul se face în funcție de numărul de ore de funcționare zilnică a fiecărui consumator:

$$B_{zi}=\frac{3600}{\eta\cdot H_i}\cdot\left(n_i\cdot Q_i+n_v\cdot Q_v+n_{acc}\cdot Q_{acc}+n_{th}\cdot Q_{th}\right)\quad [m_N^3/zi]\ [kg/zi]\qquad (5.5.22)$$

5.5.10.1.3 Consumul de combustibil în lună de vârf

Dintre cele patru categorii de consumatori, cei pentru încălzire Q_i și pentru ventilare Q_v depind de evoluția temperaturii exterioare, rezultând:

$$B_{LV}=\frac{3600}{\eta\cdot H_i}\left[\left(\eta_i\cdot Q_i+\eta_v\cdot Q_v\right)\cdot\frac{t_{mi}-t_e'}{t_{mi}-t_e}+\eta_{acc}\cdot Q_{acc}+\eta_{th}\cdot Q_{th}\right]\cdot 30\quad [kg/lună]\ [m_N^3/lună]\qquad (5.5.23)$$

în care:

- t_e este temperatura convențională a aerului exterior (tab. 3.1.2);
- t_{mi} - temperatura medie a aerului din încăperile încălzite, care se calculează conform STAS 4839 ca medie ponderată cu volumul încăperilor V

$$t_{mi}=\frac{\sum_{j=1}^{n}t_{ij}\cdot V_j}{\sum_{j=1}^{n}V_j}\quad [°C]\qquad (5.5.24)$$

- t_e' - temperatura medie exterioară convențională a lunii de vârf [°C], ale cărei valori se găsesc în Anexa II.

5.5.10.1.4. Consumul de combustibil în perioada de încălzire

Perioada de încălzire (Z zile) reprezintă numărul mediu de zile în care este necesar să se consume combustibil pentru încălzire. Această perioadă începe atunci când trei zile consecutiv temperatura medie zilnică t_{eo} este mai mică de +12 °C, cu excepția următoarelor tipuri de clădiri:

- spitale, creșe, grădinițe de copii, încălzite cu sobe sau cu instalații proprii de încălzire centrală, pentru care t_{eo} = +14 °C
- încăperi industriale cu centrale proprii, pentru care t_{eo} = +8 °C

Calculul de evaluare a necesarului de combustibil se face (STAS 4839) cu relația:

$$B_{pi}=\frac{3600}{\eta\cdot H_i}\left[qN_c^{II}+\left(n_v\cdot Q_v\cdot\frac{t_{mi}-t_{eo}}{t_i-t_e}+n_{acc}\cdot Q_{acc}+n_{th}\cdot Q_{th}\right)\cdot z\right]\quad [kg;\ m_N^3]\qquad (5.5.25)$$

în care:

q este un indice al necesarului de căldură pentru încălzire care se calculează cu relația

$$q=\frac{n_i\cdot Q_i}{t_i-t_e}\quad [W/K;\ zi]\qquad (5.5.26)$$

N_c^{II} - numărul de grade-zile care se stabilește cu relația

$$N_c^{II}=N_{teo}-(20-t_{mi})\cdot D_{teo}\quad [grade\text{-}zile]\qquad (5.5.27)$$

unde:

- t_i este temperatura interioară convențională de calcul (tab. 3.1.4);
- N_{teo} - este un coeficient de corelare climatică care se obține astfel:
  - se determină temperatura medie

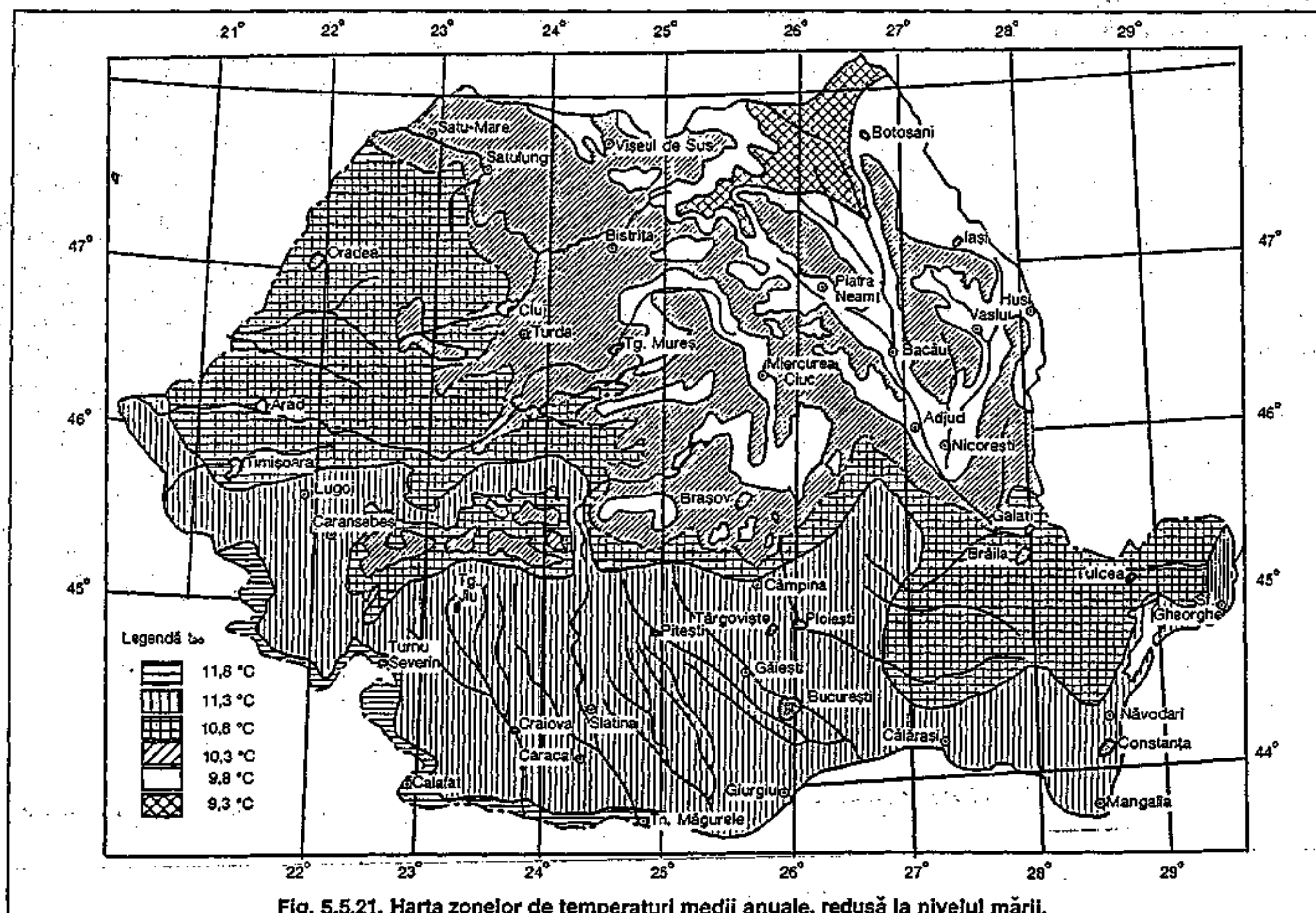


Fig. 5.5.21. Harta zonelor de temperaturi medii anuale, redusă la nivelul mării.

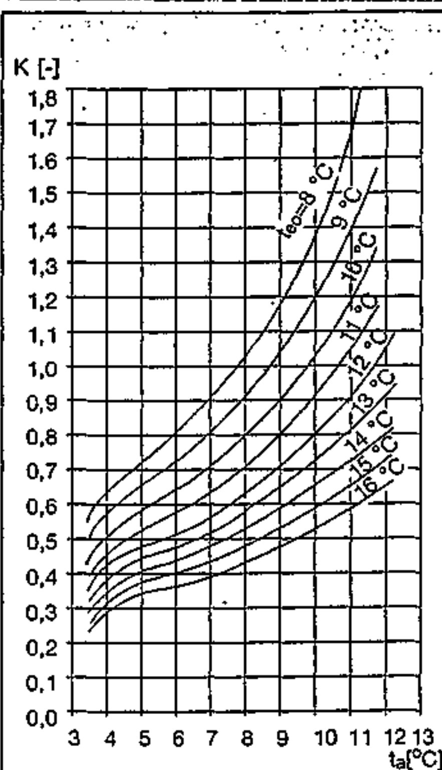


Fig. 5.5.22. Variaţia coeficientului de corelare climatică K în funcţie de temperatura medie anuală t_a

zilnică, t_a, pe durata unui an pentru localitatea respectivă, cu relaţia:

$$t_a = t_{ac} - 0,005 \cdot h \quad [°C] \qquad (5.5.28)$$

unde:

- t_{ao} este temperatura exterioară medie zilnică pe durată de un an, redusă la nivelul mării, pentru localitatea respectivă, conform figurii 5.5.23.
- h - altitudinea localităţii [m] (Anexa II);

• se determină coeficientul de corelare climatică K, în funcţie de t_a şi t_{eo} conform diagramei 5.5.24;

• se încadrează localitatea într-una din cele două zone corelate (K, N_{teo}^{20}) în harta din figura 5.5.23.

Valoarea numărului de grad-zile teoretic N_{teo}^{20} se ia dintr-una din diagramele din figura 5.5.24 în funcţie de coeficientul K şi t_{eo}; D_{teo} este durata convenţională a perioadei de încălzire şi se ia din diagrama din figura 5.5.25 în funcţie de coeficientul K şi zona geografică.

În Anexa III se indică numărul anual de grade-zile de calcul pentru o serie de localităţi, calculate pentru temperatura medie interioară de 20 °C şi pentru t_{eo} = +12 °C.

5.5.10.1.5 Consumul anual de combustibil

Se calculează cumulând consumul de încălzire cu cel din perioada caldă în care funcţionează numai consumatorii tehnologici şi cei pentru prepararea apei calde de consum. În unele cazuri se ia în considerare şi consumul de ventilare, cu o pondere mai mică (este cazul clădirilor industriale unde procesele tehnologice necesită o ventilare mecanică cu o încălzire a aerului, precum şi de cazul clădirilor civile care solicită climatizarea unor spaţii).

5.5.10.2 Dimensionarea principalelor elemente ale instalaţiilor de ardere a combustibililor

Elementele principale ale instalaţiilor de ardere depind de natura combustibilului şi ele sunt în general: arzătoarele, rezervoarele de zi şi de depozitare, pompele de combustibil şi conductele.

5.5.10.2.1 Puterea termică a arzătoarelor

Caracteristicile tehnice şi constructive ale unui arzător se stabilesc în funcţie de puterea termică a cazanului Q_{cz}. Puterea termică B_a a arzătorului poate să depăşească cu 10...20% puterea termică a cazanului, considerând

ZONA II

ZONA I

Fig. 5.5.23. Harta zonelor de corelaţie (K, N_{teo}^{20}).

pe de o parte că, în timpul exploatării, cazanul poate fi suprasolicitat pentru o perioadă scurtă de timp iar, pe de altă parte, la arzătoarele de gaz, presiunea combustibilului poate scădea și astfel arzătorul să nu asigure debitul necesar.

5.5.10.2.2 Rezervorul de consum zilnic al combustibilului lichid.

Volumul acestui rezervor se determină în funcție de consumul zilnic maxim de combustibil, cu respectarea capacităților maxime admise în spațiul centralei termice de către normativul I13.

Astfel:

$$V_{zi}=\frac{B_{zi}}{n\cdot\rho} \quad [m^3] \qquad (5.5.29)$$

unde n este numărul de umpleri zilnice a rezervorului; în cazul depășirii capacității maxime admise de 2 sau 10 m³, valoarea lui n se adoptă corespunzător.

Alegerea soluției constructive de rezervor se face pe baza datelor din (Anexa 5.1) unde sunt indicate caracteristicile generale și dimensiunile rezervoarelor tipizate de către IPCT.

5.5.10.2.3 Depozitarea combustibilului

Volumul depozitului de combustibil se determină în funcție de consumul lunii de vârf B_{LV} sau a perioadei de încălzire B_{PI}, de posibilitățile de aprovizionare cu combustibil, distanța și importanța clădirilor, posibilitatea de amplasare a rezervoarelor de depozitare etc.

Astfel dacă aprovizionarea se face pentru o perioadă N (mai mare sau mai mică de 30 de zile), volumul depozitului de combustibil este dat de relația:

$$V_{RD}=\frac{B_{LV}\cdot N}{30\cdot\rho} \quad [m^3] \qquad (5.5.30)$$

La stabilirea numărului de rezervoare de depozitare se recomandă a se ține seama atât de factorii menționați mai sus cât și de asigurarea unei rezerve necesare în cazul lipsei accidentale de aprovizionare cu combustibil.

5.5.10.2.4 Dimensionarea conductelor

Stabilirea diametrelor conductelor și a pierderilor de sarcină se face asemănător conductelor ce transportă alte fluide. Pentru conductele de transport gaze naturale, calculul se face conform celor arătate în volumul S.

Pentru conductele de transport combustibil lichid se iau în calcul vitezele de transport recomandate în tabelul 5.5.14 în funcție de viscozitate.

Dependența viscozității, de temperatură, se stabilește cu ajutorul nomogramei din figura 5.5.26.

Exemplul de calcul 1:

Combustibilul lichid greu STAS 51, de tip 25/10, care la o temperatură de 65 °C are o viscozitate de 95 cSt (13E), este folosit la instalația din figura 5.5.27, la care trebuie dimensionate conductele 1, 2, 3 și 4.

Debitul de combustibil se stabilește pentru fiecare conductă luându-se în considerare necesarul de combustibil și timpul de încărcare sau descărcare a rezervoarelor.

Astfel:

• conducta 1 se dimensionează la debitul de combustibil

$$B_1 = B_{zi}/n \quad [kg/h] \qquad (5.5.31)$$

în care n este numărul orelor de alimentare stabilit din condiția

$$n \le B_{zi} / \sum B_{cz} \quad [h] \qquad (5.5.32)$$

unde $\sum B_{cz}$ este debitul de combustibil utilizat de cazane, [kg/h].

• conducta de preaplin 2 se dimensionează pentru debitul de combustibil B_1, în condițiile curgerii naturale.

Calculul se face prin încercări până se realizează condiția de echilibru hidraulic.

$$\sum(R\cdot l + Z)_{R_{zi}-R_D} \le h \quad [Pa] \qquad (5.5.33)$$

în care $\sum(R\cdot l + Z)_{R_{zi}-R_D}$ sunt pierderile de sarcină pe traseul 1, [Pa];

h - înălțimea geodezică dintre nivelul maxim al combustibilului din rezervorul de zi (R_{zi}) și nivelul maxim al combustibilului din rezervorul de depozitare (R_D), [Pa].

• conducta de alimentare 3 a arzătorului se dimensionează pentru a asigura debitele cazanelor;

$$B_3 = \sum B_{CZ} \quad [kg/h] \qquad (5.5.34)$$

în ipoteza curgerii naturale, luând în considerare condiția

$$\sum(R\cdot l + Z)_{R_{zi}-A_{CZ}} \le h_4\cdot\rho_c\cdot g \quad [Pa] \qquad (5.5.35)$$

ρ_c este densitatea combustibilului la temperatura de transport;

• conducta de întoarcere 4 transportă un debit variabil, în funcție de regimul de reglare a sarcinii cazanului (arzătorului):

- în cazul reglării : „tot-nimic" debitul se va considera egal cu cel al conductei de alimentare 3, presupunând că pierderile de sarcină sunt acoperite de pompa de combustibil inclusă în blocul de alimentare a arzătorului;
- în celelalte cazuri de reglare „tot-puțin-nimic" și „continuu" debitul

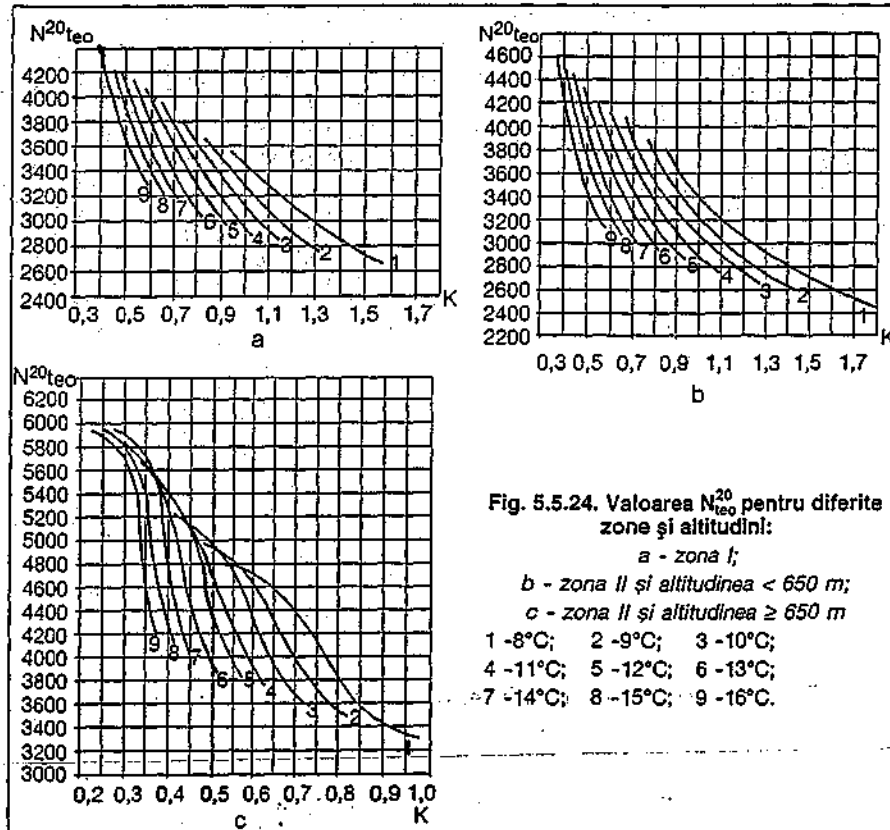


Fig. 5.5.24. Valoarea N^{20}_{teo} pentru diferite zone și altitudini:
a - zona I;
b - zona II și altitudinea < 650 m;
c - zona II și altitudinea ≥ 650 m
1 -8°C; 2 -9°C; 3 -10°C;
4 -11°C; 5 -12°C; 6 -13°C;
7 -14°C; 8 -15°C; 9 -16°C.

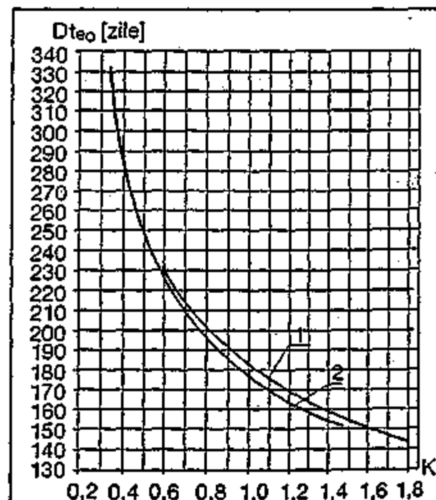


Fig. 5.5.25. Durata convențională a perioadei de încălzire D_{teo} în funcție de coeficientul de corelare climatică K:
1 - Dobrogea și Delta Dunării;
2 - celelalte regiuni.

se ia $B_4 = B_3/2$ iar pierderile de sarcină $\sum(R \cdot l + Z)$ se stabilesc în limitele vitezelor recomandate, corespunzătoare viscozității fluidului la temperatura de transport.

Pentru calculul pierderilor de sarcină se pot utiliza nomogramele din figurile 5.5.26 și 5.5.28.

5.5.10.2.5 Alegerea pompelor de combustibil

Alimentarea rezervorului de consum zilnic (varianta cu rezervor intermediar) se face cu pompe cu roți dințate tip DL ale căror caracteristici tehnice sunt date în capitolul 6.3. Pentru instalații cu capacitatea termică nominală de peste 100 kW se montează și o pompă de rezervă, iar pentru cele cu putere termică până la 100 kW se poate utiliza, ca rezervă, o pompă manuală.

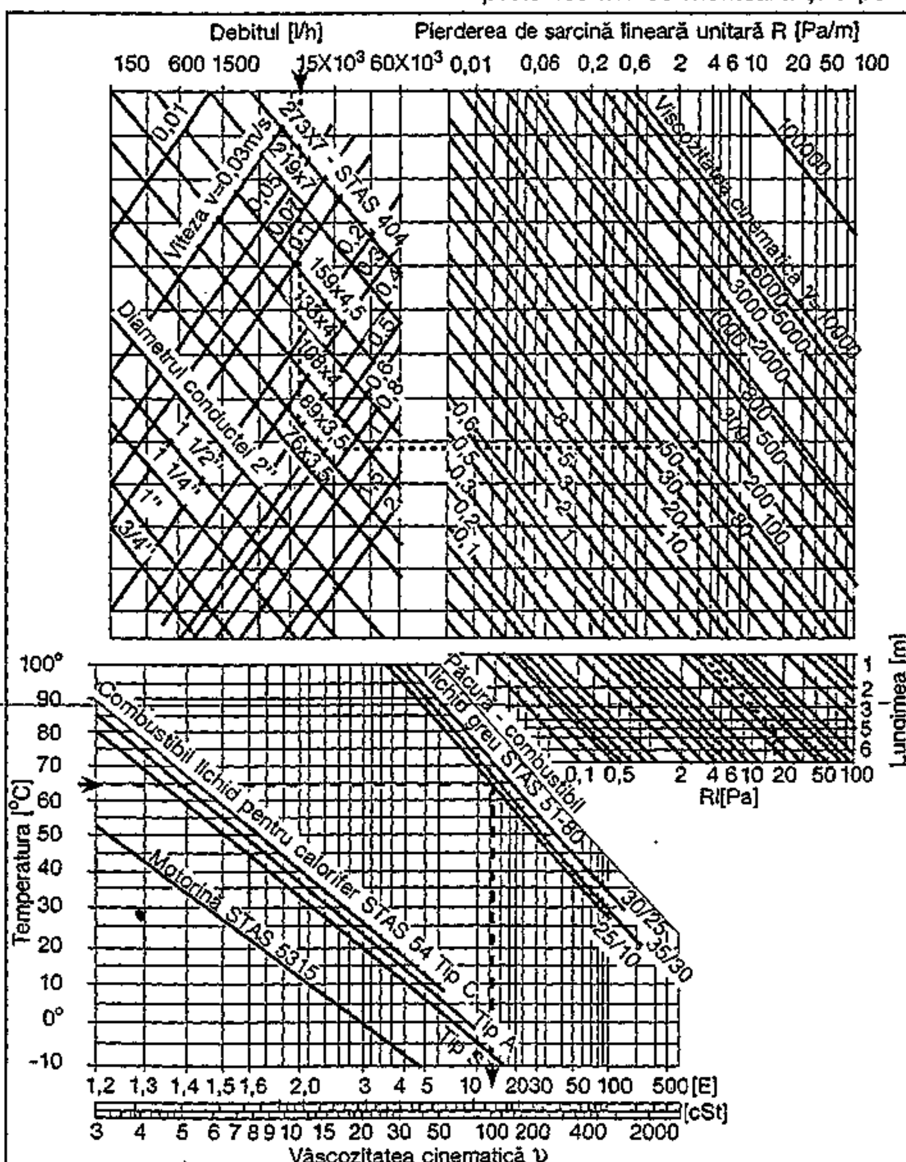


Fig. 5.5.26. Nomograma pentru stabilirea viscozității cinematice și calculul pierderilor de sarcină liniare.

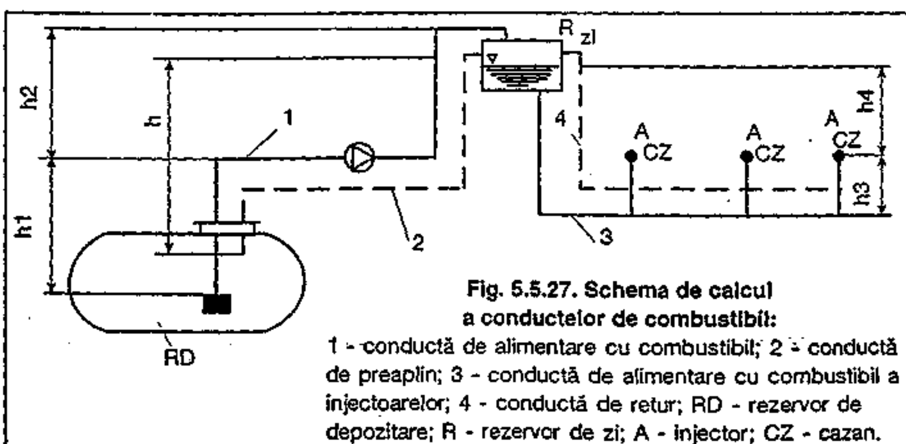


Fig. 5.5.27. Schema de calcul a conductelor de combustibil:
1 - conductă de alimentare cu combustibil; 2 - conductă de preaplin; 3 - conductă de alimentare cu combustibil a injectoarelor; 4 - conductă de retur; RD - rezervor de depozitare; R - rezervor de zi; A - injector; CZ - cazan.

Debitul pompei se stabilește corespunzător traseului 1 din figura 5.5.27:

$$G_p = B_1 = B_{zi}/n \quad [\text{kg/h}] \qquad (5.5.36)$$

Înălțimea de pompare se stabilește în funcție de lungimea traseului 1 și de poziția acestuia în raport cu cele două rezervoare (fig. 5.5.27).

$$H_p = \sum(R \cdot l + Z)_{R_D - R_{zi}} + (h_1 + h_2 + h_s) \cdot \rho_c \cdot g \quad [\text{Pa}] \qquad (5.5.37)$$

în care: - $\sum(R \cdot l + Z)_{R_D - R_{zi}}$ sunt pierderile de sarcină pe traseul 1 [Pa],
- h_1 și h_2 - înălțimile geodezice pe aspirație și pe refulare [m],
- h_s - înălțimea de siguranță [m].

5.5.11. Amplasarea și montarea rezervoarelor de combustibil

5.5.11.1 Amplasarea și montarea rezervorului de consum zilnic

În interiorul sălilor independente de cazane, alipite clădirilor sau înglobate în acestea, se admite amplasarea unui rezervor de consum zilnic cu capacitate de maximum 2 m³. El nu se va monta deasupra cazanelor, ci lateral, la o distanță de cel puțin 2,5 m de arzătoare și nu pe direcția eventualelor rateuri de gaze sau pe direcția de evacuare a gazelor de ardere la deschiderea clapetelor de serviciu. Un rezervor de consum cu o capacitate de până la 10 m³ se poate monta în interiorul centralei termice într-o încăpere adiacentă sălii cazanelor cu cameră tampon față de aceasta și cu deschidere spre exterior. Planșeele și pereții care separă rezervoarele de restul clădirii nu vor avea goluri și se vor construi pentru o limită de rezistență la foc de 3 ore pentru pereți și 2 ore pentru planșee.

5.5.11.2 Amplasarea și montarea rezervoarelor de depozitare

5.5.11.2.1 Rezervoare pentru combustibil lichid

Depozitarea în exterior a combustibilului lichid se face atunci când aceasta este posibilă și când soluția se dovedește mai economică. Depozitele pot fi supraterane, semiîngropate sau îngropate. Depozitele îngropate, având capacitatea de cel mult 30 m³ se pot amplasa fără restricții de distanță față de construcții. Depozitele supraterane având o capacitate de cel mult 200 m³ se amplasează la o distanță de minimum 15 m de orice construcție. Distanța se reduce cu 25 % pentru

Anexa 5.1. Rezervoare metalice tipizate de IPCT - caracteristici generale

Nr. crt.	Denumirea	Tip	Schița	Capacitatea nominală [l]	Domeniul de utilizare	Observații	Nr. planșă*
1	Rezervoare metalice paralelipipedice	TIP A orizontal		160 250 400 630 800 1 000 1 600 2 000 2 500 3 100 4 000 5 000 6 300	Rezervor pentru depozitarea lichidelor având $\gamma \leq 1000$ daN/m³ la presiunea atmosferică Poate fi folosit ca: - rezervor de apă - rezervor pentru produse petroliere - vas de expansiune deschis - rezervor de condensat sau alte utilizări	Gama de tipodimensiuni a fost stabilită în conformitate cu STAS 8491 Soluțiile constructive sunt realizate din tablă subțire și cu întăritură din bandă din oțel, cornier și profil „U" tip Iași	67/101-03 67/101-4 67/101-5
		TIP B vertical					67/101-03 67/101-4 67/101-5
2	Rezervoare metalice cilindrice	TIP C orizontal					67/111-01 67/111-2 67/111-4
		TIP D vertical					67/111-01 67/111-3 67/111-4
3	Rezervoare metalice și accesorii pentru utilizare ca rezervor de zi pentru combustibil lichid	TIP A			Rezervor de zi pentru depozitarea produselor petroliere fluid STAS 54 și STAS 240	Poziția mufelor este informativă în proiectul de adaptare putându-se da și alte poziții	67/301-1 67/301-2 67/301-3
		TIP C					67/311-1
4	Rezervoare depozit pentru combustibil lichid	-		5 000 10 000 16 000 20 000 25 000 31 500 40 000 50 000	Rezervor depozit pentru combustibil lichid fluid STAS 54 și STAS 240	Rezervorul este prevăzut cu filtru propriu de alimentare	67/350-01 67/355-3
5	Rezervoare metalice și accesorii pentru utilizare ca rezervor de condensat	TIP A,B orizontal		160 250 400 630 800 1 000 1 600 2 000 2 500 3 150 4 000 5 000 6 300	Rezervor deschis (la presiunea atmosferică) pentru colectarea condensatului; folosind indicatorul de nivel cu plutitor Pentru alte sisteme privind indicarea nivelului, rezervorul se va adapta corespunzător	Poziția racordurilor este indicativă. Ea poate fi schimbată cu respectarea condițiilor din planșele de detalii	67/370-1 67/370-2
		TIP C orizontal					67/371-1
6	Rezervoare metalice și accesorii pentru utilizare ca vas de expansiune deschisă	TIP A orizontal			Rezervor pentru preluarea dilatării apei în instalațiile cu apă caldă până la 95 °C		67/300-1
		TIP B vertical					
		TIP C orizontal					67/381-1
		TIP D vertical					67/381-2

* Nr. conform catalog rezervoare tipizate IPCT

Anexa 5.1. (continuare) - dimensiunile rezervoarelor paralelipipedice, tip A și B

Capacitatea nominală			Tip A orizontal				Tip B vertical			
[l]	Varianta		l	b	h	g	l	b	h	g
	A	B	[mm]				[mm]			
160			630						630	
250				500			500	500		1,5
400	I	I		800	500	1,5			1000	
630			1000		630		800			
800								800	1250	
1000	III	II	1250	1000	800	2		1000		2
1600							1000		1600	
2000			1600		1000					
2500	IV	III		1250			1250			
3150					1250			1250		
4000		IV				3				3
5000	V		2000	1600			1600	1600	2000	
6300				2000	1600				2400	

Dimensiunile rezervoarelor cilindrice, tip C și D

Capacitate nominală	Tip C orizontal			Tip D vertical		
[l]	Ø D [mm]	l [mm]	g [mm]	Ø D [mm]	h [mm]	g [mm]
160	500	800		630	500	
250	630		1,5			1,5
400		1250		800	800	
630	800					
800		1600	2	1000	1000	
1000	1000	1250			1250	
1600		2000		1250		2
2000		1600			1600	
2500	1250	2000			1250	
3150		2500	3	1600	1600	
4000		2000			2000	
5000	1600	2500		2000	1600	3
6300		3000			2000	

Tabelul 5.5.14. Vitezele recomandate pentru transportul combustibililor lichizi

Viscozitatea	Viteza [m/s]		Viscozitatea	Viteza [m/s]	
[E]	Aspirație	Refulare	[E]	Aspirație	Refulare
1...2	1,50	2,50	10...20	1,10	1,20
2...4	1,30	2,00	20...60	1,00	1,10
4...10	1,20	1,50	60...120	0,80	1,00

depozite semiîngropate și cu 50 % pentru cele îngropate. Pentru depozitele semiîngropate și îngropate se prevede o cuvă pentru montarea rezervoarelor. Pentru un grup de rezervoare se prevede o singură cameră de comandă în care sunt montate armăturile de închidere pe conductele instalației de combustibil și instalației corespunzătoare de semnalizare și stingere a incendiilor, iar camera va avea o gură de acces.

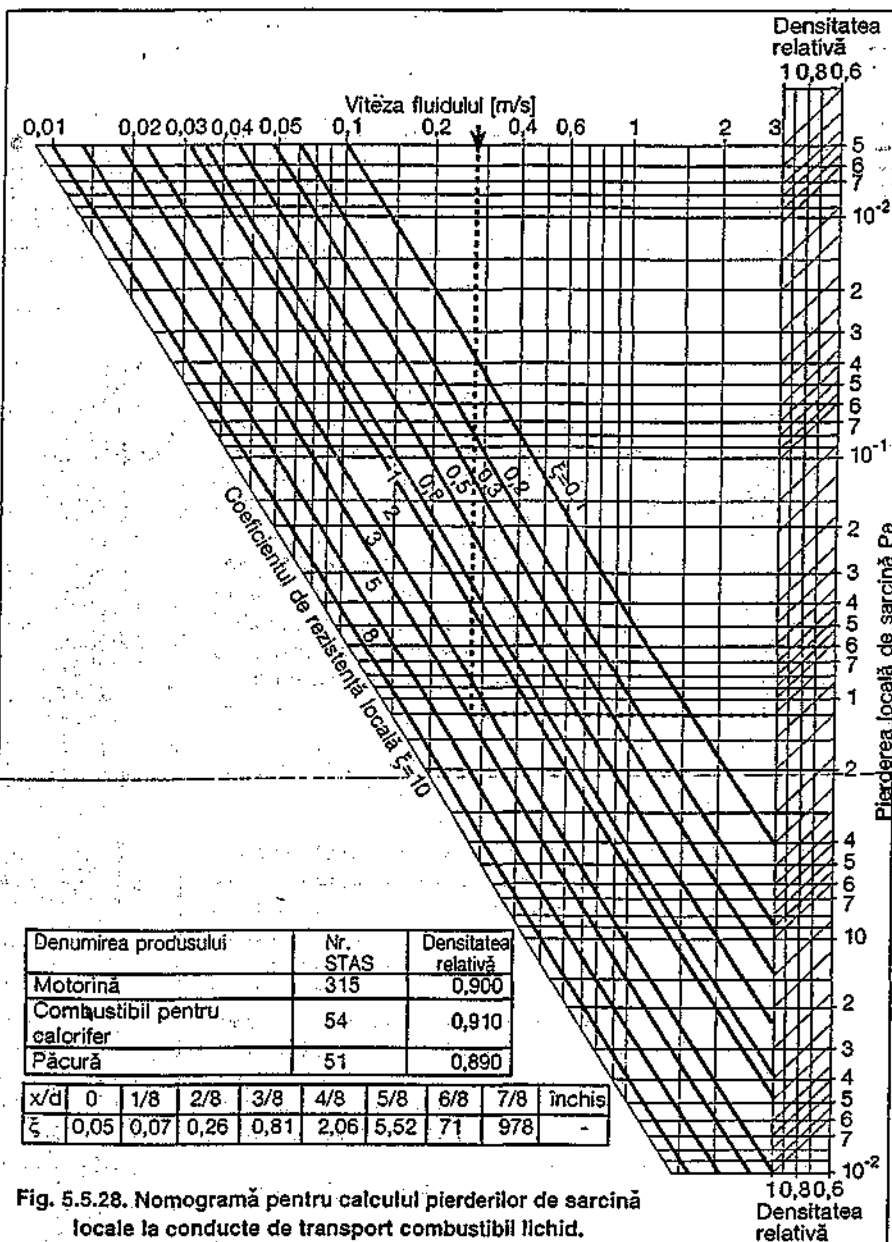
În figura 5.5.29 este reprezentat modul de amplasare subterană a rezervorului de depozitare:

- montarea se poate face într-o cuvă cu pereții din zidărie (de cărămidă sau din beton), fiind prevăzută cu toate accesoriile (sorb, conductă de alimentare cu combustibil, conductă de golire, protecție antifoc);
- montarea se poate face direct în pământ, în cazul în care rezervoarele sunt prevăzute cu pereți dubli (rezervoare căptușite) (fig. 5.5.30);

În cazul montării mai multor rezervoare de depozitare, poziționarea lor

se face ținând seama, pe de o parte, de capacitatea de combustibil depozitată iar, pe de altă parte, de suprafața disponibilă de montare, numărul și gabaritul rezervoarelor și distanțele impuse între rezervoare (fig. 5.5.31).

Aceste rezervoare au un înveliș metalic exterior care determină împreună cu peretele rezervorului propriu-zis o cameră de control. Distanța dintre cei doi pereți ai rezervorului este de 3...5 mm. Camera de control este prevăzută cu ștuțuri de cuplare a unui aparat de detectare a scurgerilor, care trebuie să fie compatibil cu lichidul inflamabil stocat în rezervor. Aceste rezervoare sunt executate de TMUCB S.A. cu unul sau mai multe compartimente, cu capacitatea de la 1 la 100 m³ și se montează în pământ pe un strat de beton ușor armat.



Denumirea produsului	Nr. STAS	Densitatea relativă
Motorină	315	0,900
Combustibil pentru calorifer	54	0,910
Păcură	51	0,890

x/d	0	1/8	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	7/8	închis
ξ	0,05	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	71	978	-

Fig. 5.5.28. Nomogramă pentru calculul pierderilor de sarcină locale la conducte de transport combustibil lichid.

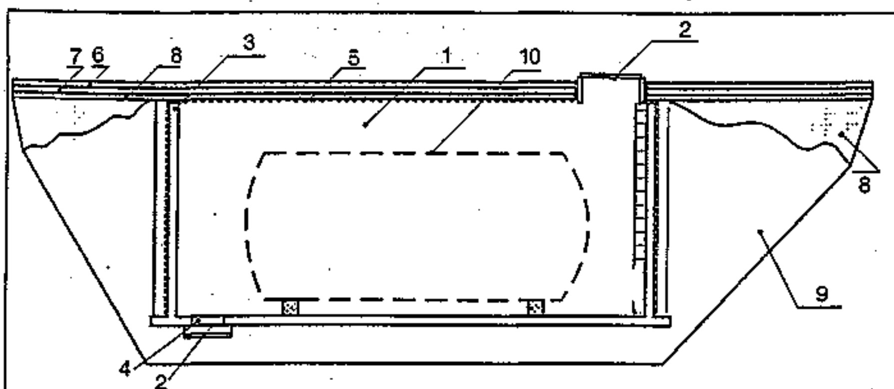


Fig. 5.5.29. Amplasare subterană a rezervorului de depozitare:
1 - cuva din beton; 2 - chepeng de acces; 3 - pereți din beton armat; 4 - bașă de golire; 5 - hidroizolație; 6 - strat de pământ; 7 - strat de nisip; 8 - strat de pietriș; 9 - strat de argilă; 10 - rezervor de combustibil.

5.5.11.2.2 Rezervoare pentru GPL

Montarea rezervorului pentru GPL este de preferat a se face subteran întrucât gazele petroliere lichefiate fiind mai grele decât aerul se pot concentra în zonele aflate sub nivelul terenului cu pericol de explozie.

Proiectarea și executarea sistemelor de alimentare cu GPL și a depozitelor pentru recipiente fixe de GPL se face conform prevederilor „Normativului proiectare și executare a sistemelor de alimentare cu gaze petroliere lichefiate - I.31."

În figura 5.5.31 este prezentat un depozit GPL, cu 4 recipiente fixe, amplasate suprateran. Recipientele de GPL se pot monta și subteran, în cuve din beton armat, umplute cu nisip, într-o incintă împrejmuită cu gard din plasă de sârmă.

5.6. Evacuarea gazelor de ardere

Gazele de ardere rezultate din procesul de ardere a combustibililor sunt evacuate în atmosferă pe traseul focar-canal de fum-coș.

Evacuarea în atmosferă se face cu condiția obligatorie de a lua măsurile necesare ca noxele conținute de gazele de ardere, după pătrunderea în atmosferă și dispersia lor, să se încadreze în limitele admise pentru concentrațiile din aer și de la sol.

5.6.1. Soluții constructive

5.6.1.1 Coșul de fum

Coșul este o instalație pentru evacuarea gazelor de ardere și dispersia

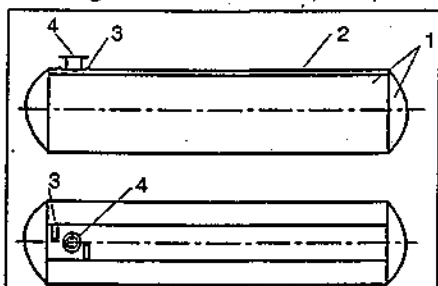


Fig. 5.5.30. Rezervor metalic cu pereți dubli:
1 - rezervor interior căptușit; 2 - perete exterior; 3 - legătură cu camera de control; 4 - gură de vizitare.

lor în atmosferă. Uneori are şi rolul de a realiza un tiraj necesar acoperirii pierderilor de sarcină ale cazanului şi aspirarea, totală sau parţială, a aerului de ardere.

Coşul poate fi cu tiraj natural, în care caz tirajul este asigurat numai de efectul ascensional al gazelor calde de evacuare, sau cu tiraj forţat, în care caz tirajul este amplificat de un sistem mecanic de exhaustare.

În unele cazuri constructive coşul are o cămaşă exterioară prin care circulă aerul de ardere, realizându-se astfel, pe de o parte, o preîncălzire a aerului prin recuperarea parţială a căldurii din gazele de ardere evacuate, pe de altă parte, o admisie a aerului de ardere dintr-o zonă exterioară încăperii cazanului.

Când amplasarea cazanului în raport cu construcţia o permite, coşul se realizează vertical dintr-o conductă de formă circulară sau pătrată. În figura 5.6.1 se prezintă variantele cele mai uzuale de coşuri din: tablă neizolată, tablă izolată termic, cărămidă, tuburi prefabricate din material ceramic rezistent la coroziune acidă sau din beton.

În cazul existenţei mai multor coşuri cu secţiuni circulare executate din tablă există posibilitatea ca ele să fie cuplate două sau mai multe, realizând un ansamblu de coşuri autoportante, cu tuburi individuale şi un suport comun, (fig. 5.6.2).

Soluţia aparţine firmei DINAK, prezentând simplitate la montare cât şi o instalare rapidă şi economică.

Coşul pentru centrale termice mijlocii şi mari este o ţeavă din oţel cu grosimea peretelui de 4...7 mm. Se pot folosi ţevi trase sau încheiate prin sudură. Tronsoanele care alcătuiesc coşul au, în general, 3...6 m lungime. Coşul se aşează pe o fundaţie din beton calculată pentru a suporta greutatea lui. Prinderea de fundaţie se face prin şuruburi cu flanşe. La coşurile mai înalte, amplasate separat de clădire, se ia în considerare în calculele de rezistenţă şi forţa de încovoiere dată de vânt. Dacă este necesar, coşul se poate ancora şi cu trei cabluri, înclinate la un unghi de circa 30°, prinse în fundaţii adecvate.

Pentru instalaţii mici, moderne, coşurile pot fi executate din tablă din oţel inoxidabil sau tablă gofrată din aluminiu. Aceste tipuri de coşuri se instalează uşor, cu piese de legătură şi piese de trecere prefabricate. În figura 5.6.3 se dau două exemple de instalare a unor coşuri uşoare.

Pentru evitarea răcirii puternice a gazelor de ardere în circulaţia lor prin coş şi, mai ales, pentru evitarea unei temperaturi scăzute a peretelui coşului care ar putea determina condensarea vaporilor de apă pe peretele interior, coşul de tablă se poate izola termic, în exterior, cu un strat de vată minerală sau masă compactă de fibră minerală, cu grosime de 50...100 mm.

Coşul din cărămidă se realizează pentru instalaţiile mici de până la 5 MW putere instalată, cu secţiune pătrată sau dreptunghiulară, fiind mai uşor de executat. Pentru puteri mai mari secţiunea este circulară, prezentând avantajul unei economii de material şi a unei rezistenţe mai mici la curgere. În cazul în care secţiunea este dreptunghiulară se impune ca raportul laturilor $a/b \geq 0,7$. Coşurile înglobate în construcţii nu trebuie să aibă pereţi comuni cu încăperile principale, cu cămările sau cu camerele frigorifice. De asemenea, coşurile din zidărie, din interiorul clădirilor, se amplasează astfel încât una din laturile lor să nu fie inclusă în vreun perete exterior al clădirii.

Coşurile se execută şi se izolează termic faţă de elementele construcţiei conform prevederilor STAS 6793 şi ale celorlalte prescripţii tehnice care reglementează acest domeniu. La cele din zidărie, căptuşirea interioară a coşului cu zidărie refractară este necesară

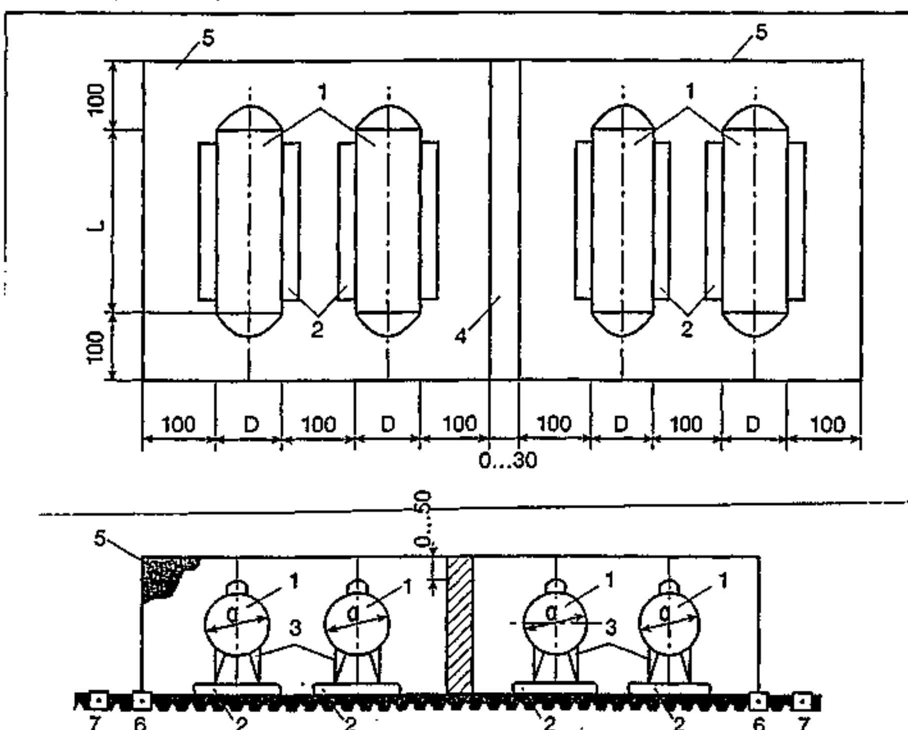


Fig. 5.5.31. Depozit de GPL cu recipiente fixe:
1 - recipient fix de depozitare GPL; 2 - platformă betonată; 3 - suport recipient; 4 - zid despărţitor; 5 - gard din plasă de sârmă; 6 - fundaţie gard; 7 - bordură de protecţie.

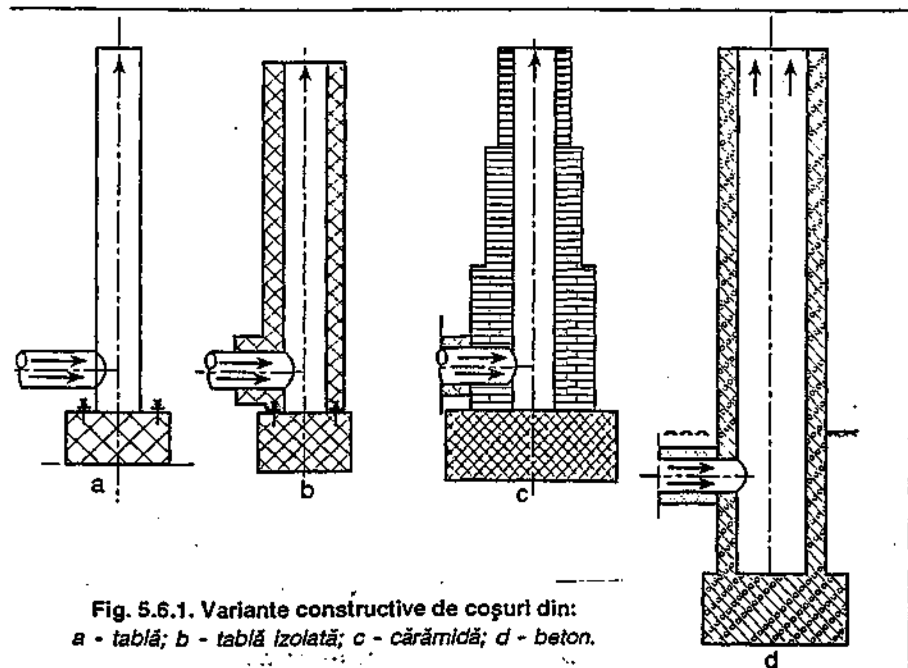


Fig. 5.6.1. Variante constructive de coşuri din:
a - tablă; b - tablă izolată; c - cărămidă; d - beton.

pentru temperaturi ale gazelor de ardere care depășesc 100 °C. Pentru temperaturi până la 200 °C, căptușirea poate fi făcută numai pe 1/3 din înălțimea coșului, iar pentru temperaturi până la 300 °C pe 1/2 din înălțime. Între zidăria refractară și cea de rezistență se lasă un gol de dilatare de 50 mm, așa cum se arată în figura 5.6.4. Dacă temperatura gazelor de ardere depășește 300 °C căptușirea se face pe întreaga înălțime a coșului iar golul de dilatare, cu grosimea de 60...100 mm, se umple cu diatomit, zgură sau nisip.

La coșurile din zidărie cu tiraj natural se admite racordarea mai multor cazane la același coș, necompartimentat, cu condiția ca secțiunea utilă să nu depășească 2 m². În caz contrar se recurge la compartimentarea lui (fig. 5.6.4 b), de regulă, pe toată înălțimea lui prevăzându-se canale de fum orizontale, separate pentru fiecare compartiment al coșului. Numai în cazul imposibilității realizării unui coș cu două compartimente se admite prevederea a două coșuri din zidărie separate.

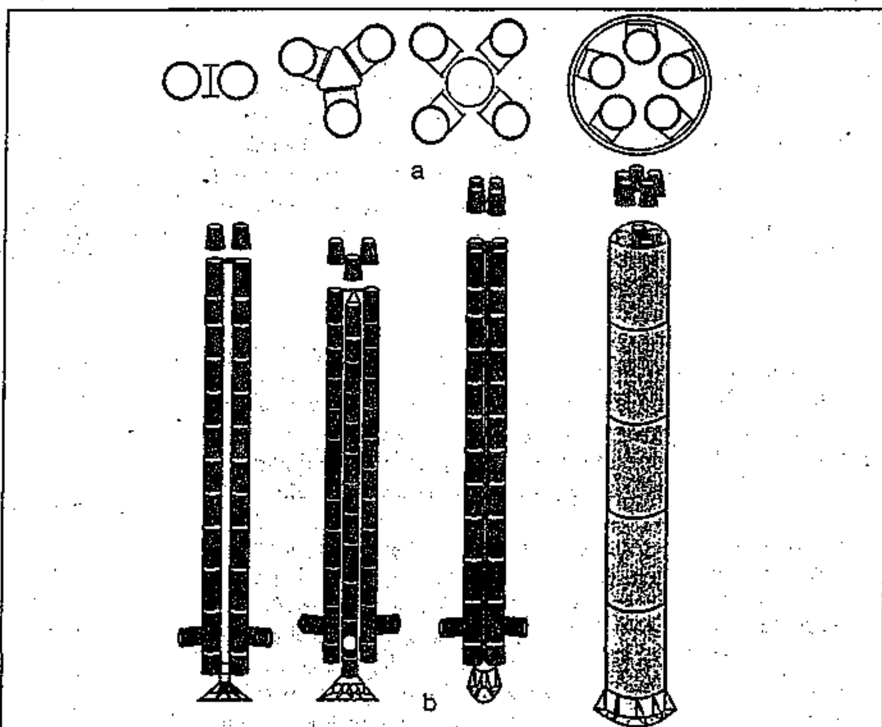


Fig. 5.6.2. Coșuri autoportante cu tuburi individuale și suport comun: *a - secțiune; b - elevație.*

Coșuri din tuburi prefabricate de material ceramic sunt prevăzute, în general, pentru cazul când gazele de ardere au o temperatură ridicată a punctului de rouă (combustibil cu conținut de sulf) și există pericolul unor condensări acide pe peretele interior al coșului. Tuburile se pot monta autoportant sau constituie căptușeala interioară a unui coș din cărămidă sau tablă.

În toate cazurile, când este amplasat dezaxat față de gura de evacuare a gazelor de ardere din cazan, porțiunile de deviere laterală (canalul de fum) nu se execută orizontal ci cu o înclinare de minimum 10 °, cu panta spre cazan, astfel că eventualul condensat produs în coș să se scurgă spre cazan.

Coșul metalic cu cămașa exterioară de aer este una din soluțiile moderne care asigură prelevarea din exteriorul încăperii cazanului a aerului de ardere și, prin aceasta, presiunea de admisie a aerului nu este influențată de variațiile de presiune din încăperea cazanului. Un al doilea avantaj al soluției este acela că aerul se preîncălzește în contact cu peretele cald al coșului realizând o recuperare de căldură și o îmbunătățire a procesului de ardere. Un alt avantaj este acela că elementele de construcții nu sunt în contact cu suprafețe de temperatură ridicată a coșului. În figura 5.6.5 se prezintă unele soluții mai des utilizate.

Coșul va depăși coama acoperișului cu minimum 0,5 m, iar în cazul învelitorilor combustibile cu minimum 1 m, luându-se și măsurile de protecție față

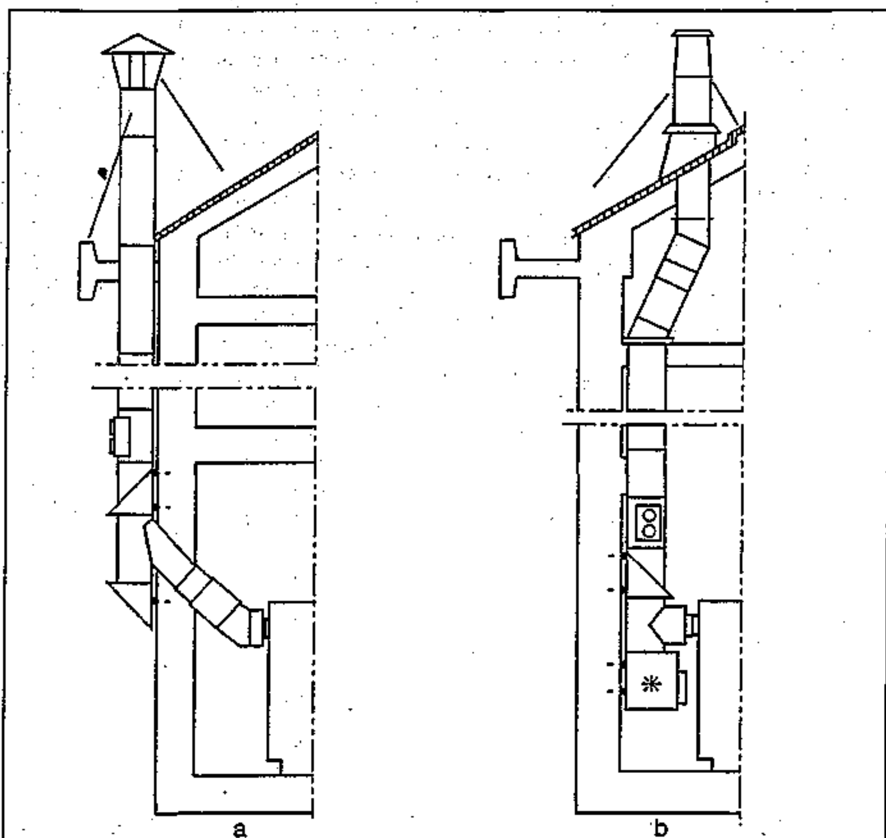


Fig. 5.6.3. Coș din oțel inoxidabil cu piese prefabricate (construcție CARBOFUEL): *a - coș exterior; b - coș interior.*

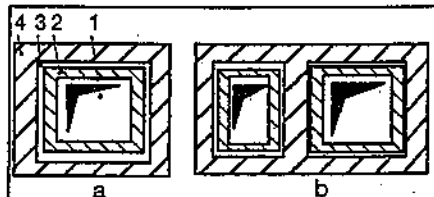


Fig. 5.6.4. Secțiuni prin coșuri din zidărie: *a - masiv pentru un coș; b - masiv pentru două coșuri;* 1- golul coșului; 2 - cărămidă refractară; 3 - gol de dilatare; 4 - element de rezistență.

de elementele combustibile ale acoperișului. La terase, coșul va depăși cu minimum 0,5 m elementele de supraînălțare ale terasei (atic, zid antifoc) dacă distanța față de elemente este sub 3 m și cu minimum 1 m dacă distanța față de acestea este de peste 3 m.

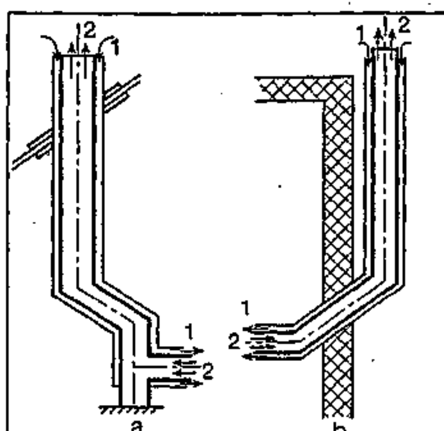


Fig. 5.6.5. Coş din oțel cu cămaşă exterioară de aer:
a - coş interior; b - coş exterior;
1 - aer; 2 - gaze de ardere.

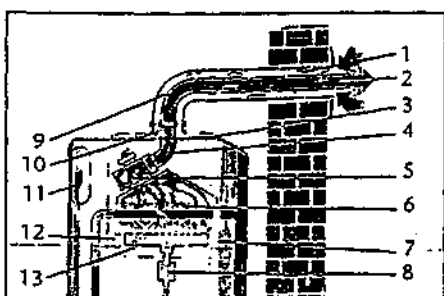


Fig. 5.6.6. Coş ventuză (soluție cazan BERETTA):
1 - conductă de aer; 2 - conductă de evacuare; 3 - presostat diferențial; 4 - tubulatură de gaze; 5 - ventilator; 6 - schimbător de căldură; 7 - electrod de aprindere; 8 - vană de gaz; 9 - tubulatură concentrică; 10 - aer proaspăt; 11 - vas de expansiune; 12 - electrod de detecție; 13 - arzător.

Un tip de instalație de evacuare a gazelor de ardere de la cazanele de apartament este coșul „ventuză" care se atașează la cazanele mici amplasate lângă un perete exterior, așa cum este ilustrat în figura 5.6.6.

Ieșirea gazelor de ardere din cazan este dirijată direct spre exteriorul clădirii printr-un tub care străpunge peretele. Tubul gazelor de ardere are și o cămașă exterioară prin care se admite aerul necesar arderii la cazan. În exteriorul clădirii se montează un grilaj de protecție pentru evitarea obturării accidentale și pentru a îmbunătăți aspectul peretelui. Cazanele cu astfel de sistem de evacuare trebuie să aibă un arzător cu aer insuflat, ventilatorul având în același timp rol de aspirare a aerului și de evacuare sub presiune a gazelor de ardere.

Trebuie menționat, totuși, că, în ultimul timp, reglementările din diferite țări interzic folosirea unor astfel de coșuri deoarece, pe de o parte, strică aspectul estetic al clădirii, pe de altă, parte gazele de ardere nu sunt evacuate la o înălțime suficientă pentru a evita poluarea zonelor de acces al oamenilor.

Evacuarea gazelor de ardere se face, când este posibil, prin tiraj natural ținând seama și de tipul cazanului folosit. Tirajul forțat se prevede în cazurile în care:

- tipul cazanului impune această soluție
- căldura gazelor de ardere a fost parțial recuperată
- condițiile particulare impun coșuri cu o înălțime mai mică decât cea pentru funcționarea cu tiraj natural;
- înălțimea coșului cu tiraj natural nu este suficientă pentru asigurarea dispersiei noxelor în atmosferă (necesară încadrării în limitele admise ale concentrației de noxe în atmosferă).

Coșurile cu tiraj forțat se bazează atât pe efectul de tiraj natural al coșului cât și sistemul de exhaustare mecanică care se suprapune tirajului natural. Exhaustorul poate fi de tip ventilator sau de tip ejector.

Ventilatorul care are rol de exhaustor se montează la baza coșului utilizând una din soluțiile prezentate în figura 5.6.7. Exhaustorul, din punct de vedere constructiv, este un ventilator centrifugal obișnuit dar cu lagăre răcite sau cu piese de izolare termică între axul de temperatură ridicată al rotorului și axul motorului care nu trebuie să depășească un nivel de temperatură de 60...70 °C.

Intensificarea tirajului poate fi făcută și cu un ejector montat la partea superioară a coșului așa cum se prezintă în figura 5.6.7 c.

Aerul care realizează ejecția este furnizat de un ventilator amplasat la o cotă joasă și care trimite, printr-o conductă, aerul spre ejector. Soluția se utilizează la îmbunătățirea evacuării gazelor de ardere la instalații existente la care montarea unui exhaustor ar necesita modificări costisitoare.

5.6.1.2 Canalul de fum

Legătura dintre cazan și coș se face prin canalul de fum. Acesta se poate executa din zidărie, cum este prezentat în figura 5.6.8 sau din metal.

Canalele de fum realizate din diferite materiale se șamotează și se protejează la interior pe toată lungimea lor, în funcție de temperatura și de caracterul agresiv al gazelor de ardere. Canalele de fum se prevăd cu guri de vizitare și control care se închid etanș, prin uși metalice termoizolate, amplasate la începutul canalului de fum, la schimbările de

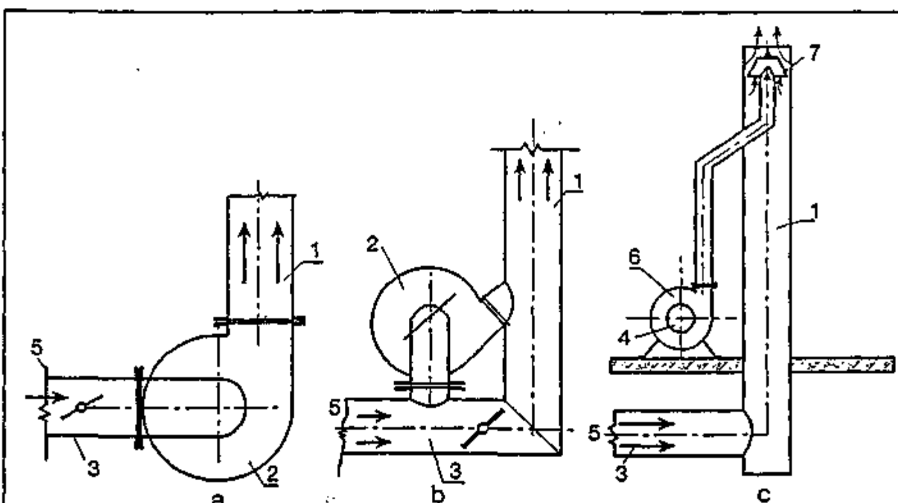


Fig. 5.6.7. Coş cu exhaustor:
a. exhaustor montat la baza coşului; b. exhaustor în derivație; c. coş cu ejector
1- coş; 2 - exhaustor; 3 - canal de fum; 4 - absorbție aer; 5 - gaze de ardere; 6 - ventilator; 7 - ejector.

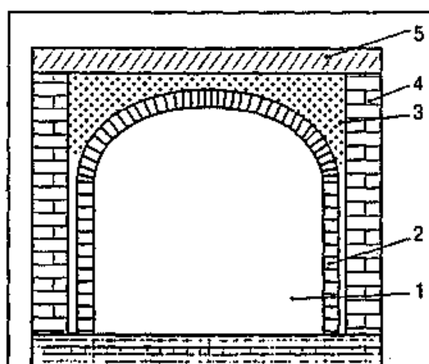


Fig. 5.6.8. Secțiune printr-un canal din zidărie:
1 - golul canalului; 2 - cărămidă refractară; 3 - gol de dilatare; 4 - element de rezistență; 5 - placă acoperire.

direcție ale acestuia, precum și la baza coșului, deasupra pătrunderii canalului de fum. Canalele de fum se prevăd, de regulă, cu clapete de explozie astfel proiectate încât să se deschidă în caz de explozie înainte de a se depăși limita de rezistență a zidăriei. Clapeta de explozie trebuie să asigure o închidere etanșă și se amplasează astfel încât să nu producă accidente la deschidere.

În cazul folosirii unui singur coș pentru mai multe cazane cu tiraj forțat, fiecare ventilator de gaze de ardere se prevede cu canal independent de fum până la coș.

Pentru măsurarea temperaturii, preluarea probelor pentru analiza gazelor de ardere, precum și pentru măsurarea tirajului se prevăd ștuțuri din țeavă cu ϕ 1 1/2" pe racordul de fum al fiecărui cazan, precum și la baza fiecărei secțiuni a coșului care asigură tirajul unui grup de cazane.

Canalele din zidărie se execută, de regulă, cu secțiune constantă pe întreaga lungime, având formă pătrată sau dreptunghiulară. Canalele de fum din metal au, de regulă, forma circulară și se execută cu secțiune constantă sau variabilă (telescopică).

5.6.2. Calculul coșului de fum

La un coș trebuie determinată înălțimea h și secțiunea S. În practica curentă, în funcție de tipul și mărimea centralei termice, respectiv, tipul și numărul cazanelor, natura combustibilului și locul de amplasare se pot determina suprafața S_c și înălțimea h_c a coșului luând în considerare:

- tirajul coșului care poate acoperi pierderile de sarcină pe traseul: cazan - canal de fum - coș (cazul cazanelor prevăzute cu arzătoare atmosferice);
- tirajul forțat care poate acoperi pierderile de sarcină numai pe traseul: canal de fum - coș (cazul cazanelor prevăzute cu arzătoare presurizate);
- tirajul artificial asigurat de un ventilator (exhaustor);
- normele de protecție a mediului care impun limitarea emisiilor de poluanți rezultați din procesul de ardere a combustibililor în focarele cazanelor;
- optimizarea coșurilor pentru cazurile în care înălțimea lor este impusă (condiții de poluare, amplasare într-un spațiu arhitectonic etc.);
- optimizarea coșurilor în funcție de un tiraj existent la baza lui.

Rezultă că, la dimensionarea coșului de evacuare a gazelor de ardere, pentru realizarea unui tiraj și pentru protecția atmosferei, se impune utilizarea unor metode de calcul care, pe de o parte, să țină seama de ansamblul proceselor termice și gazodinamice ce definesc funcționarea coșului, iar, pe de altă parte, să permită optimizarea celorlalte dimensiuni: diametrul și înălțimea.

Numărul mare de parametri care trebuie luați în considerare face ca metodologia de dimensionare a coșului să se bazeze pe un calcul iterativ a cărui rezolvare rapidă necesită un calcul automat.

5.6.2.1 Coșul pentru cazane folosind arzătoare cu aer aspirat (atmosferice)

Coșul trebuie să asigure, pe de o parte, pătrunderea aerului necesar combustiei în centrala termică, respectiv, în cazan, iar, pe de altă parte, să evacueze gazele de ardere pe traseul cazan - canal de fum - coș - exterior (fig. 5.6.9).

Tirajul coșului trebuie să asigure învingerea următoarelor rezistențe:

$$H_{CO} = \Delta p_a + \Delta p_{cz} + \Delta p_{ca} + \Delta p_{co} + \Delta p_{ge} \quad \text{[Pa]} \quad (5.6.1)$$

în care: Δp reprezintă pierderi de sarcină astfel: Δp_a - locală în priza de aer; Δp_{cz} - în cazan; Δp_{ca} - în canal; Δp_{co} - în coș; Δp_{ge} - la ieșirea gazelor din coș [Pa].

5.6.2.1.1 Tirajul coșului

Relația cea mai simplă de calcul a tirajului este

$$H_{TC} = h(\rho_a - \rho_{gn}) \cdot g \quad \text{[Pa]} \quad (5.6.2)$$

în care:

- h - înălțimea coșului [m];
- ρ_a - densitatea aerului ambiant [kg/m³];
- ρ_{gn} - densitatea medie a gazelor de ardere în coș [kg/m³];
- $g = 9{,}81$ m/s².

Dacă în locul densității medii a gazelor de ardere se folosește o relație de calcul în care intră densitatea normală a gazelor și o cădere de temperatură Δt pe unitatea de lungime a coșului, relația 5.6.2 devine:

$$H_{TC} = \left[\rho_a \cdot h + \rho_{gn} \cdot \frac{273}{\Delta t_1} \cdot \ln\left(1 - h \cdot \frac{\Delta t_1}{t_{gi} + 273}\right)\right] \quad \text{[Pa]} \quad (5.6.3)$$

în care

$$\Delta t_1 = c \cdot \frac{t_{gi} - t_a}{100} \cdot \sqrt{\frac{t_{gi} + 273}{G_{gn} \cdot w_g}} \quad \text{[K/m]} \quad (5.6.4)$$

unde:

- t_{gi} este temperatura gazelor de ardere la baza coșului;
- G_{gn} - debitul normal de gaze de ardere [m_N^3/h];
- w_g - viteza gazelor de ardere în coș [m/s];
- t_a - temperatura aerului exterior.

În calcule se determină succesiv:

- densitatea normală a gazelor de ardere:
- • pentru combustibilii gazoși:

$$\rho_{gn} = \frac{0{,}717 + 1{,}293 \cdot \alpha \cdot V_o}{V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_o} \quad [\text{kg}/m_N^3] \quad (5.6.5)$$

- • pentru combustibilii lichizi sau solizi:

$$\rho_{gn} = \frac{1 + 1{,}293 \cdot \alpha \cdot V_o}{V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_o} \quad [\text{kg}/m_N^3] \quad (5.6.6)$$

unde:

- V_o este volumul stoichiometric de aer necesar arderii, [m_N^3/m_N^3] sau [m_N^3/kg];
- V_{go} - volumul stoichiometric de gaze rezultate din ardere [m_N^3/m_N^3] sau [m_N^3/kg];
- α - coeficientul excesului de aer la coș;
- temperatura medie a gazelor de ardere în coș,

$$t_{gm} = t_{gi} - h \cdot \frac{\Delta t_1}{2} \quad [°C] \quad (5.6.7)$$

în care înălțimea h a coșului se aproximează în funcție de mărimea centralei termice, respectiv, numărul și caracteristicile hidraulice ale cazanelor și caracteristicile constructive ale coșului și canalului de fum.

- densitatea reală a gazelor de ardere la temperatura t_{gm},

$$\rho_{gm} = \rho_{gn} \cdot \frac{273}{273 + t_{gm}} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (5.6.8)$$

- temperatura aerului t_a se alege în funcție de regimul de funcționare a cazanelor:
  - • numai în perioada rece
    $t_a = +10$ °C
  - • în perioada rece și caldă
    $t_a = +25$ °C
- viteza gazelor de ardere se aproximează în funcție de înălțimea coșului; astfel în STAS 3417 se recomandă următoarele viteze pe domenii de înălțime de coș:

h = 15...30 m; $w_{gm} = 1 + 0{,}0667 \cdot h$ [m/s]
h = 30...80 m; $w_{gm} = 0{,}1 \cdot h$ [m/s].

- debitul normal al gazelor de ardere se determină în funcție de natura combustibilului și excesul de aer (cap. 5.5);
- constanta c depinde de tipul coșului:
  - • pentru coșuri metalice neizolate:

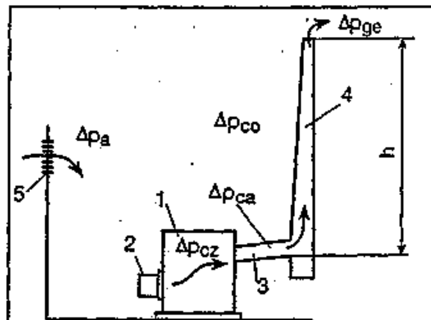


Fig. 5.6.9. Schema de calcul pentru coșul cazanelor cu arzătoare atmosferice:
1- cazan; 2 - arzător; 3- canal de fum; 4 - coș; 5 - priza de aer.

c = 5,6

- pentru coșuri metalice izolate: c = 1,0
- pentru coșuri din materiale de construcții cu grosime de 120 mm: c = 1,1
- pentru coșuri din materiale de construcții cu grosime de 240 mm: c = 0,5

5.6.2.1.2 Calculul preliminar al dimensiunilor coșului

Cele două dimensiuni ale coșului sunt:

- înălțimea coșului h aproximata la § 5.6.2.1.1
- diametrul interior al coșului

$$d_i = 1{,}14 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{G_{gn} + (273 + t_{gm})}{w_{gm}}} \quad [m] \quad (5.6.9)$$

5.6.2.1.3 Calculul de verificare a coșului

Calculul constă în verificarea dimensiunilor (diametrul d_i sau secțiunea $a{\times}b$ și înălțimea h) astfel încât să fie îndeplinită condiția de echilibru hidraulic (5.6.1).

Etapele de calcul sunt următoarele;

- pierderile de sarcină în lungul coșului

$$\Delta P_{co} = h \cdot \frac{\lambda}{d_i} \cdot \frac{w_{gm}^2 \cdot \rho_{gm}}{2} = R \cdot h \quad [Pa] \quad (5.6.10)$$

în care: λ este coeficientul de rezistență hidraulică liniară (pentru calcule practice, la coșuri executate din zidărie cu rugozitatea k = 2,5...9 mm, diametrul 300...1000 mm și Re = 10^4...10^6, se pot lua valori pentru λ = 0,035...0,040; pentru coșuri executate din tablă cu rugozitatea k = 1,5...3 mm, diametrul 300...1000 mm și Re = 10^4...10^6, se pot lua valori pentru λ = 0,020...0,025).

- pierderile de sarcină în lungul canalului

$$\Delta P_{ca} = l_c \cdot \frac{\lambda}{d_{ca}} \cdot \frac{w_{gi}^2 \cdot \rho_{gi}}{2} + \sum \xi_{ca} \frac{w_{gi}^2}{2} \cdot \rho_{gi} \quad [Pa] \quad (5.6.11)$$

în care:

- λ este coeficientul de rezistență hidraulică care are, în general, aceleași valori indicate la coșul de fum;
- l_c - lungimea canalului [m];
- $\sum\xi_{ca}$ - suma coeficienților de rezistență locală pe traseul canalului.

Pentru calcule practice se poate considera:

- la canale cu secțiune constantă, pierderile de sarcină locale ca fiind 1,05...1,10 din pierderile de sarcină uniform distribuite;
- la canale cu secțiune variabilă, pierderile de sarcină locale ca fiind 1,15...1,20 din pierderile de sarcină uniform distribuite;

- pierderile de sarcină locale la ieșirea gazelor de ardere din coș:

$$\Delta P_{ge} = \xi_{ge} \cdot \frac{w_{ge}^2}{2} \cdot \rho_{ge} \quad [Pa] \quad (5.6.12)$$

în care:

- ξ_{ge} este coeficientul de rezistență hidraulică la ieșirea gazelor de ardere din coș, $\xi_{ge} \approx 1$; w_{ge} - viteza gazelor de ardere la ieșirea din coș [m/s];
- ρ_{ge} - densitatea gazelor de ardere la ieșirea din coș [kg/m³].

- pierderile de sarcină locale în priza de aer,

$$\Delta P_a = \xi_a \cdot \frac{w_a^2}{2} \cdot \rho_a \quad [Pa] \quad (5.6.13)$$

în care:

- ξ_a este coeficientul de rezistență hidraulică la priza de aer, ξ_a = 0,5...1;
- w_a - viteza aerului în priză [m/s];
- ρ_a - densitatea aerului [kg/m³].

- pierderile de sarcină în cazan pe circuitul gazelor de ardere Δp_{cz} sunt date de firma constructoare.

Condiția de echilibru hidraulic, respectiv, de evacuare normală a gazelor de ardere în exterior este ca pierderile de sarcină Δp_T pe întregul circuit, priza de aer - cazan - canal de fum - coș - exterior să fie mai mică cu 5...10 % decât tirajul coșului calculat pentru diametrul d_i și înălțimea h, aproximate în calculul preliminar.

Calculul este iterativ, fapt pentru care se apelează la calculul automat.

5.6.2.2 Coșul pentru cazane folosind arzătoare cu aer insuflat (presurizate, cu presiune 0 la bază)

În acest caz tirajul coșului H_{co} acoperă numai pierderile de sarcină Δp_{co} și Δp_{ge}, întrucât celelalte pierderi de sarcină Δp_a, Δp_{cz} și Δp_{ca} sunt acoperite de presiunea arzătorului:

$H_{co} = \Delta p_{co} + \Delta p_{ge}$ [Pa]

Algoritmul de calcul este cel indicat la § 5.6.2.1 cu următoarele precizări:

- se alege o înălțime h de coș mai mare;
- se consideră o viteză w_{gm} a gazelor de ardere în coș mai ridicată.

Cele două precizări sunt îndreptățite întrucât tirajul coșului are de acoperit numai pierderile de sarcină liniare din coș și locale la evacuarea gazelor de ardere în exterior.

5.6.3. Coșul și influența vaporilor de apă din gazele de ardere

Este cunoscut faptul că în gazele de ardere se găsesc vapori de apă care, în contact cu suprafețele interioare ale coșului, pot condensa.

Condiția ca în coș să nu apară condensat este ca temperatura peretelui interior al coșului t_{pi} să fie mai mare decât temperatura punctului de rouă a gazelor de ardere t_r.

Apariția condensatului pe peretele interior al coșului prezintă marele dezavantaj că duce rapid la deteriorarea coșului (mai ales la coșurile din metal care se corodează foarte repede). De aceea este necesară o verificare și, eventual, o corectare a dimensiunilor coșului privind fenomenul de condensare urmărind, pe de o parte, procesele termice și hidrodinamice care au loc în cele două situații iar, pe de altă parte, posibilitățile de reducere sau chiar de eliminare a condensării vaporilor de apă în interiorul coșului.

5.6.3.1 Coșul funcționând cu condensare

Apariția condensatului se produce când temperatura punctului de rouă t_r a gazelor de ardere este inferioară temperaturii t_{pi} a peretelui interior al coșului. În acest caz apare un flux de căldură suplimentar pe peretele interior al coșului care reprezintă căldura transmisă în procesul de condensare. De asemenea, pe toată înălțimea coșului are loc o variație a temperaturilor gazelor de ardere și a peretelui coșului. Toate acestea duc la modificarea regimului termohidraulic al coșului.

Problema, în acest caz, se rezumă în a recalcula tirajul coșului și a vedea dacă el satisface sau nu condițiile de echilibru hidraulic, de evacuare normală a gazelor de ardere în exterior.

Schema de calcul este prezentată în figura 5.6.10 iar etapele sunt:

- se consideră că dimensiunile coșului (diametrul d_i și înălțimea h) au fost stabilite într-una din variantele prezentate la § 5.6.2.1 sau § 5.6.2.2;
- se determină temperatura punctului de rouă t_r a gazelor de ardere unde:
  - pentru gazele de ardere provenite din arderea combustibilului gazos sau a unui combustibil lichid fără sulf în compoziție:

$$t_r = 40 + 61{,}9 \cdot (p_{H_2O} - 0{,}0738)^{0{,}5048} \quad [°C] \quad (5.6.14)$$

în care presiunea vaporilor de apă din gazele de ardere se calculează cu relația:

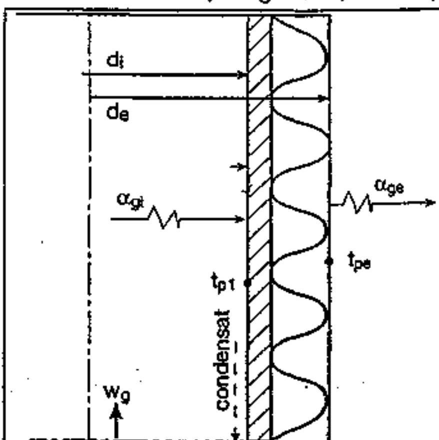


Fig. 5.6.10. Schema de calcul pentru coș funcționând cu condensare.

$$P_{H_2O}=\frac{V_{H_2O}}{V_{go}+(\alpha-1)\cdot V_o}\ \text{[bar]} \quad (5.6.15)$$

și în care V_{H_2O} este volumul unitar de apă în gazele de ardere (m_N^3/m_N^3·comb sau m_N^3/kg·comb).

• pentru gazele de ardere provenind din arderea combustibilului lichid cu sulf $S > 1$ % în compoziție:

$$t_r = 92 - 4{,}56\cdot(S-1)^{0{,}588} + 53{,}13\cdot(\alpha-1{,}05)^{0{,}297-0{,}0143\cdot S}\ [°C] \quad (5.6.16)$$

• în varianta cu sulf $S < 1$ %

$$t_r = [92 + 45{,}21\cdot(\alpha-1{,}05)]^{0{,}1847}\cdot S + (-82{,}24 + 181{,}8\cdot P_{H_2O}^{0{,}15227})\cdot(1-S)\ [°C] \quad (5.6.17)$$

• pentru gazele de ardere provenite din arderea combustibilului solid (cărbune) cu conținut de sulf $S > 1$%

$$t_r = 101 + 4{,}383\cdot(S-1)^{0{,}676} + (51{,}15 + 5{,}481\cdot S)\cdot(\alpha-1{,}15)^{0{,}7523+0{,}0257\cdot S}\ [°C] \quad (5.6.18)$$

• în varianta cu conținut de sulf $S < 1$ %

$$t_r = [101 - 58{,}3\cdot(\alpha-1{,}15)]^{0{,}791}\cdot S + (-82{,}24 + 181{,}8\cdot P_{H_2O}^{0{,}15227})\cdot(1-S)\ [°C] \quad (5.6.19)$$

Se observă că la toți combustibilii cu conținut de sulf în compoziție temperatura punctului de rouă acidă crește când conținutul de sulf este mai ridicat, când crește excesul de aer α și când crește conținutul de vapori de apă în gazele de ardere, exprimat prin presiunea parțială a vaporilor în gazele de ardere.

- se determină temperatura gazelor de ardere la ieșirea din coș:

$$t_{ge}=t_a+\left(t_{gi}-t_a\right)\cdot e^{\frac{-k\cdot\pi\cdot d_i\cdot h}{G_{gn}\cdot c_{pg}\cdot 10^3}}\ [°C] \quad (5.6.20)$$

în care k este coeficientul global de transmisie a căldurii prin peretele coșului:

$$k=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_g}+2\frac{\delta_1}{\lambda_1}\cdot\frac{d_i}{d_i+d_1}+2\frac{\delta_2}{\lambda_2}\cdot\frac{d_i}{d_e+d_1}+\frac{1}{\alpha_a}\cdot\frac{d_i}{d_e}}\ [W/m^2\cdot K] \quad (5.6.21)$$

în care:

- α_g este coeficientul de schimb de căldură de la gazele de ardere la perete, compus din coeficientul de schimb de căldură prin convecție α_{gc}, coeficientul de schimb de căldură prin radiație α_{gr} și coeficientul de schimb de căldură datorită condensării,

$$\alpha_g = \alpha_{gc} + \alpha_{gr} + \alpha_c\ [W/m^2\cdot K] \quad (5.6.22)$$

– α_a este coeficientul de schimb de căldură de la peretele exterior al coșului spre aerul exterior, $\alpha_a \approx 23$ W/m²·K;

– δ_1 și δ_2 sunt grosimile straturilor care alcătuiesc coșul [m];

– λ_1 și λ_2 - coeficienții de conductivitate a materialelor din care este executat coșul, [W/m·K];

- d_i, d_1, d_e - diametrele: interior, intermediar și exterior ale coșului [m];

- se determină căderea de temperatură Δt_1 pe metru liniar de coș,

$$\Delta t_1=\frac{t_{gi}-t_{ge}}{h}\ [K/m] \quad (5.6.23)$$

- se determină temperatura suprafeței peretelui interior al coșului:

$$t_{pi}=t_{gm}-\frac{k}{\alpha_g}\cdot\left(t_{gm}-t_a\right)\ [°C] \quad (5.6.24)$$

- se determină temperatura suprafeței peretelui exterior al coșului:

$$t_{pe}=t_a-\frac{k}{\alpha_a}\cdot\left(t_{gm}-t_a\right)\ [°C] \quad (5.6.25)$$

- se recalculează tirajul coșului H_{TC} în noile condiții cu una din relațiile 5.6.2 sau 5.6.3;

- se continuă calculul cu metodologia indicată la § 5.6.2.1.3 pentru noile condiții, respectiv, pentru noile valori t_{ge}, t_{gm}, α_g etc.

Întrucât algoritmul de calcul este iterativ, este necesar să se apeleze la calculul automat.

5.6.3.2 Coșul funcționând fără condensare

Se asigură pe suprafața interioară a peretelui coșului o temperatură t_{pi} mai mare decât temperatura punctului de rouă a gazelor de ardere.

Se consideră, de asemenea, că dimensiunile coșului (d_i și h) au fost determinate într-una din variantele prezentate la § 5.6.2.1 sau § 5.6.2.2, după care folosind metodologia indicată la § 5.6.3.1 se calculează temperaturile t_{pi} și t_r.

În cazul în care este îndeplinită condiția $t_{pi} > t_r$ înseamnă că funcționarea coșului este fără condensarea vaporilor de apă; materialele și grosimile straturilor sunt cele necesare și asupra coșului nu se face nici o modificare.

În cazul în care condiția nu este îndeplinită, este necesar să se ia măsuri de izolare termică a coșului (fie prin prevederea unui strat de izolare termică, fie prin mărirea grosimii stratului existent).

Etapele calculului, în varianta a doua, sunt următoarele:

- se determină temperatura punctului de rouă t_r utilizând una din relațiile de la § 5.6.3.1.

- se stabilește temperatura t_{pi} a peretelui interior al coșului punând condiția: $t_{pi} \geq t_r$ sau $t_{pi} = t_r + 1...1{,}5°$ [°C]

- se alege una din soluțiile de creștere a rezistenței termice a peretelui coșului:

• modificarea grosimii unui strat al coșului δ_1 sau δ_2;

• prevederea unui strat de izolare termică δ_{iz}.

- din relația 5.6.24 se determină valoarea coeficientului global de transmisie a căldurii:

$$k=\alpha_g\cdot\frac{t_{gm}-t_{pi}}{t_{gm}-t_a}\ [W/m^2\cdot K] \quad (5.6.26)$$

unde explicitând coeficientul global de transmisie a căldurii k, utilizând relația 5.6.21 se poate determina varianta de creștere a rezistenței termice.

- se continuă calculul după metodologia indicată la § 5.6.3.2 având-se în vedere că fenomenul de condensare este înlăturat, ceea ce atrage după sine și unele modificări în relațiile de calcul; se calculează succesiv t_{ge}, Δt_1, t_{pi}, t_{pe}, H_{TC}, unde pentru coeficientul de schimb de căldură α_g de la gazele de ardere la perete se va aplica relația 5.6.22 fără termenul α_c.

Calculul este, de asemenea, iterativ și necesită un program de calcul automat.

5.6.4. Calculul coșului cu cămașă exterioară de aer

Coșurile cu cămașă exterioară de aer se calculează similar cu cele obișnuite, cu diferența că la exteriorul canalului gazelor de ardere este o circulație forțată de aer absorbită de arzător, denumită în continuare „aer de ardere". În plus, canalul exterior de aer schimbă căldura cu mediul ambiant în mod similar cu coșul clasic.

Astfel de coșuri se folosesc, în general, la cazanele care sunt prevăzute cu arzătoare presurizate, de aceea calculul de dimensionare a lor va avea metodologia indicată la § 5.6.2.2 completată, după caz, dacă coșul funcționează cu condensare, cu § 5.6.3.1 sau fără condensare, cu § 5.6.3.2. Schema de calcul este prezentată în figura 5.6.11.

Algoritmul de calcul se împarte, ca și la coșurile clasice, în două părți:

- calculul preliminar în care se stabilesc pe baza unor parametrii inițiali dimensiunile coșului (d_i și h). Tot aici calculul se completează și cu stabilirea diametrului tubului exterior al coșului:

• se alege o viteză a aerului w_a în spațiul dintre cele două conducte, astfel încât pierderile de sarcină să nu suprasolicite ventilatorul arzătorului (w_a = 4...6 m/s);

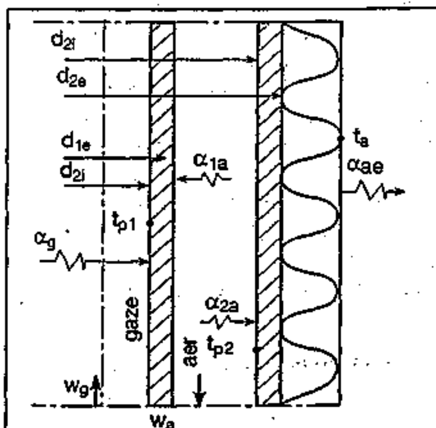


Fig. 5.6.11. Schema de calcul pentru coș cu cămașă exterioară de aer.

• se calculează diametrul interior d_{2i} al tubului exterior

$$d_{2i}=d_{ie}+\sqrt{\frac{1{,}274+G_{an}}{w_a}} \quad [m] \quad (5.6.27)$$

în care G_{an} este debitul real de aer calculat cu relația

$$G_{an} = \alpha \cdot V_o \cdot B \quad [m_N^3/s] \quad (5.6.28)$$

unde α este excesul de aer; V_o - volumul stoichiometric de aer necesar arderii, [m_N^3/m_N^3] sau [m_N^3/kg]; B - consumul de combustibil, [m_N^3/s] sau [kg/s];

- calculul de verificare în care se verifică parametrii inițiali, inclusiv tirajul și dimensiunile preliminare ale coșului, și anume:
  - temperatura gazelor de evacuare în exterior,

$$t_{ge}=t_{gi}-\alpha_g\cdot\left(t_{gm}-t_{p1}\right)\cdot\frac{\pi\cdot d_{ii}\cdot h}{G_{gn}\cdot c_{pg}} \quad [°C] \quad (5.6.29)$$

  - temperatura aerului la sfârșitul zonei de preîncălzire (la baza coșului),

$$t_{ae}=t_{ai}+\frac{\pi h\left[\alpha_{1a}(t_{p1}-t_{am})d_{ie}+\alpha_{2a}(t_{p2}-t_{am})d_{2i}\right]}{G_{an}\cdot c_{pa}} \quad [°C] \quad (5.6.30)$$

  - temperatura peretelui interior,

$$t_{p1}=\frac{\alpha_g\cdot t_{gm}+\alpha_{1a}\cdot t_{am}+\alpha_{r1,2}\cdot t_2}{\alpha_g+\alpha_{1a}+\alpha_{r1,2}} \quad [°C] \quad (5.6.31)$$

  - temperatura peretelui exterior,

$$t_{p2}=\frac{\alpha_{ae}\cdot t_a+\alpha_{2a}\cdot t_{am}+\alpha_{r1,2}\cdot t_{p1}}{\alpha_{ae}+\alpha_{2a}+\alpha_{r1,2}} \quad [°C] \quad (5.6.32)$$

- se continuă calculul cu verificarea tirajului coșului în varianta cu presiune zero la bază, cu sau fără condensarea vaporilor, după metodologia indicată la paragrafele respective.

Calculul este laborios deoarece ecuațiile sunt implicite și neliniare și pentru obținerea valorilor parametrilor inițiali în limitele de eroare acceptabilă este necesar un număr mare de iterații. De aceea se recomandă folosirea unui program de calculator.

5.6.5. Optimizarea coșului

Optimizarea coșurilor de evacuare a gazelor de ardere poate fi abordată în două moduri:

- cu condiții impuse la intrarea gazelor în coș;
- cu înălțime impusă (de normele de protecție a mediului) și cu condiții impuse la intrarea gazelor de ardere în coș.

5.6.5.1 Optimizarea coșului cu tiraj impus

Pentru cazul în care înălțimea coșului nu este impusă, ci numai un tiraj al coșului, calculul de optimizare ține de realizarea unui consum cât mai redus de material G pentru coș, ceea ce revine la obținerea unui minimum al criteriului ($d_i \cdot h$).

Calculul exact se face printr-un calcul programat pentru coșul respectiv.

Pentru o evaluare rapidă a rezultatelor se prezintă diagramele din figura 5.6.12, privind calculele de optimizare a vitezei pentru un coș la o instalație cu un debit de combustibil gazos de B = 100 - 2000 m_N^3/h, temperatura gazelor la intrarea în coș t_{gi} = 180 °C și un tiraj net necesar cazanului H = 50 Pa.

Diagramele s-au obținut pentru diverse diametre d_i ale coșului și diverse valori ale vitezei gazelor de ardere, determinându-se înălțimea h necesară pentru realizarea tirajului dat. Luând în considerare, de asemenea, temperatura aerului exterior t = 25 °C coeficientul excesului de aer α = 1,4; s-au obținut curbele care reprezintă variația criteriului ($d_i \cdot h$) în funcție de viteza w_g a gazelor de ardere în coș.

Analizând rezultatele calculului de optimizare se observă:

- viteza optimă se situează în domeniul 3,7 - 4,5 m/s;
- cu cât tirajul coșului este mai mare, cu atât viteza optimă se deplasează spre valori mai ridicate (fig. 5.6.13). Diagrama a fost construită pentru H = 250 Pa; B = 500...1500 m_N^3/h; α = 1,4. Se observă că viteza optimă este cuprinsă între W_g = 5,2...7 m/s.

Exemplul de calcul 1

Se calculează dimensiunile unui coș cunoscând: debitul de combustibil gazos utilizat de cazan B = 1500 m_N^3/h; tirajul net necesar cazanului H = 50 Pa; coeficientul de exces de aer α = 1,4; temperatura aerului exterior t_a = +25 °C; temperatura de intrare a gazelor în coș t_{gi} = 180 °C.

Din diagrama din figura 5.6.12 b pentru B = 1500 m_N^3/h rezultă o viteză optimă a gazelor de ardere în coș w_g = 5 m/s, căruia îi corespunde o valoare minimă a criteriului $d_i \cdot h$ = 25 m².

Diametrul coșului se calculează cu relația 5.6.9,

$$d_i=1{,}14\cdot10^{-3}\sqrt{\frac{G_{gn}\cdot(273+t_{gm})}{w_{gm}}}$$

în care: debitul de gaze de ardere:

G_{gn} = [V_{go} + (α - 1)·V_o]·B =
= [10,5 + (1,4-1)·9,5]·1500 =
= 21450 m_N^3/h

temperatura medie a gazelor de ardere se calculează cu relația 5.6.7:

$$t_{gm}=t_{gi}-h\cdot\frac{\Delta t_l}{2}$$

unde pentru calculul lui Δt_l se aplică relația 5.6.4;

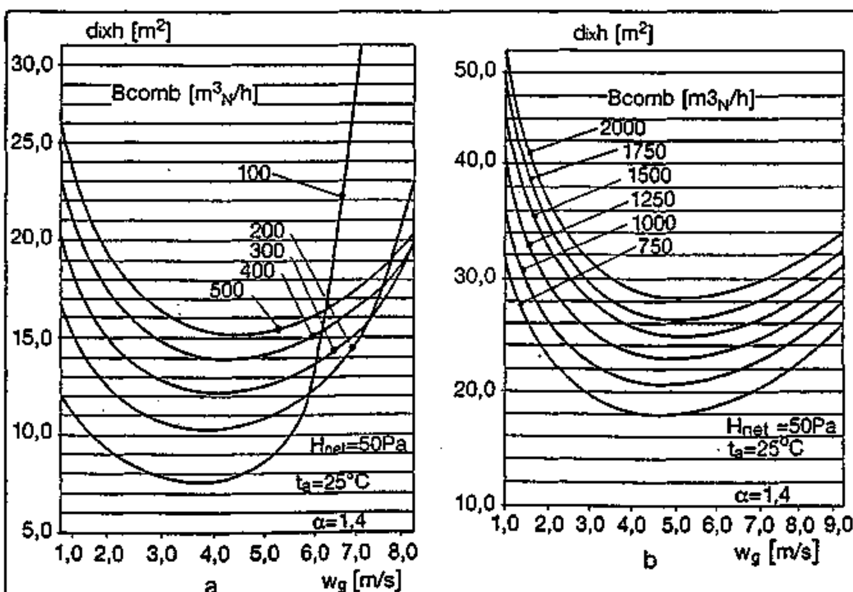


Fig. 5.6.12. Viteza economică w_g a gazelor de ardere pentru:
a. B = 100...500 m_N^3/h; H = 50 Pa; t_a = 25 C; α = 1,4
b. B = 750...2 000 m_N^3/h; H = 50 Pa; t_a = 25C; α = 1,4.

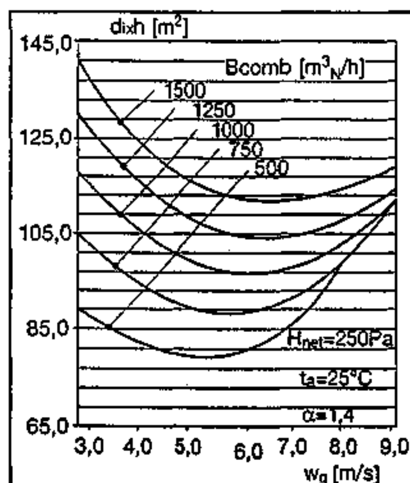


Fig. 5.6.13. Viteza economică w_g a gazelor de ardere:
B = 500...1 500 m_N^3/h; H = 250 Pa; t_a = 25 °C; α = 1,4.

$$\Delta t_i = c\frac{t_g - t_e}{100}\sqrt{\frac{t_g+273}{G_{gn}\cdot w_g}} = 1{,}1\ \mathrm{K\,m}$$

unde c = 1, cazul unui coş metalic izolat.

Calculul se continuă cu determinarea temperaturii medii a gazelor de ardere, pentru care se face o primă aproximare a înălţimii coşului $h^{(1)}$ = 30 m:

t_{gm} = 180 - 30·(1,1/2) = 163,5 °C;

rezultă într-o primă aproximaţie şi diametrul d_i din criteriul:

$d_i{\cdot}h$ = 25 m² sau $d_i^{(1)}$ = 25/30 = 0,833 m; se verifică diametrul cu relaţia 5.6.9:

$$d_i^{(2)} = 1{,}14\cdot10^{-3}\sqrt{\frac{21450\cdot(273+163{,}5)}{5}} = 0{,}49\ \mathrm{m}$$

Condiţia nefiind îndeplinită se alege o altă înălţime de coş, valoare care se poate determina din criteriul $d_i{\cdot}h$ = 25 m², unde $d_i^{(2)}$ = 0,49 m, rezultând o nouă valoare pentru $h^{(2)}$ = 51 m. Se obţine succesiv: t_{gm} = 152 °C; $d_i^{(3)}$ = 0,480 m; $h^{(3)}$ = 52 m. Întrucât ultimele valori ale diametrului coşului se încadrează în limitele erorilor admisibile, rezultă ca dimensiuni optime d_i = 0,480 m şi h = 52 m.

5.6.5.2 Optimizarea coşului cu înălţime impusă (tiraj zero la bază)

La cazanele moderne prevăzute cu arzătoare presurizate se asigură presiunea necesară învingerii rezistenţelor pe traseul cazan-canal de fum, tirajul coşului având rolul numai de a învinge rezistenţele pe care le întâmpină gazele de ardere în coş.

Variaţia destul de importantă a densităţii gazelor de ardere pe înălţimea coşului, precum şi apariţia condensării vaporilor de apă pe peretele coşului când temperatura peretelui acestuia este mai scăzută decât temperatura de rouă a gazelor de ardere, duce la un efect de tiraj variabil pe înălţimea coşului şi deci la necesitatea aplicării calculului exact (calculul programat).

Metodica de calcul pentru optimizarea coşului ţinând seama de toţi factorii este inclusă în programul de calcul COS-OPT elaborat de colectivul de Aparate termice de la Facultatea de Instalaţii - Bucureşti.

Pentru exemplificarea rezultatelor ce se obţin cu programul de calcul se prezintă un caz particular în diagrama din fig. 5.6.14.

Datele de calcul au fost următoarele:

- patru variante de debite de gaze de ardere rezultate din procesul de combustie din cazan: G_g = 2 000; 3 000; 4 000 şi 5 000 m³N/h;
- o înălţime de coş h = 20 m.

Din aplicarea programului de calcul automat s-au putut obţine succesiv:

- fasciculul de curbe reprezentând diametrele d_i de coş în funcţie de viteză. Micşorarea diametrului odată cu creşterea vitezei nu este numai o consecinţă a modificării vitezei ci şi a modificării tuturor parametrilor schimbului de căldură.
- curbele de tiraj net (H_{net}) pentru debitele de gaze de ardere G_g = 2 000...5 000 m³N/h şi pentru domeniul de variaţie a diametrului coşului d_i = 300...1 100 mm.
- curba de viteză w_{go} a gazelor de ardere pentru situaţia de tiraj zero. Pentru cele 4 debite de gaze de ardere analizate punctele de funcţionare (ca diametru şi viteză) pentru tiraj zero sunt unite cu o linie groasă pe diagramă.

Din analiza diagramei se observă că:

- toate coşurile cu tiraj zero la bază au diametrul d_i aproximativ jumătate din cel calculat cu vitezele conform STAS;
- vitezele de circulaţie a gazelor de ardere în coş sunt de ordinul w_g = 8...9 m/s.

Exemplul de calcul 2

Se determină diametrul d_i al unui coş cu tiraj zero la bază, cunoscând: înălţimea coşului h = 20 m, debitul de gaze de ardere G_g = 5 000 m³N/h.

Utilizând diagrama din figura 5.6.14, pentru tiraj zero la baza coşului se obţin:

- pentru viteza w_g = 2,33 m/s, recomandată de STAS şi un debit de gaze de ardere G_g = 5 000 m³N/h se obţine un diametru de coş d_i = 1 080 mm şi un tiraj net H_{net} = 103 Pa.
- pentru condiţia de tiraj zero, la acelaşi debit de gaze de ardere G_g = 5 000 m³N/h, se obţine o viteză w_{go} = 9,1 m/s, un diametru al coşului d_i = 545 mm şi un tiraj al coşului H_{net} = 42 Pa.

Analizând cele două rezultate este evidentă economia realizată prin reducerea la jumătate a diametrului coşului.

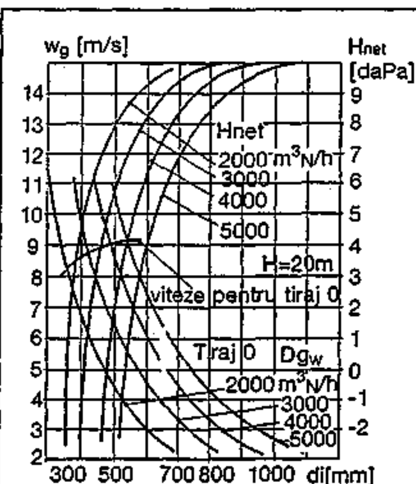


Fig. 5.6.14. Viteza economică w_g a gazelor de ardere la coşuri cu tiraj zero la bază.

5.6.6. Calculul coşurilor pe baza normelor de mediu

Actualele norme şi normative pentru limitarea emisiilor de la centralele termice impun restricţii severe în ceea ce priveşte controlul poluării şi nivelul acesteia.

În aceste norme, pe lângă prevederea nivelului emisiilor şi a modului de măsurare a lor la fiecare centrală termică, este dată şi metoda adecvată de calcul a înălţimii coşurilor. În aceste condiţii la determinarea înălţimii coşului trebuie să se ţină seama de: nivelul noxelor emise, suprapunerea peste alte emisii din zonă şi obstacolele la dispersie, vecine centralei termice.

5.6.6.1 Calculul înălţimii minime a coşului pentru centrale termice independente sau alăturate unui imobil izolat

Schema unui astfel de amplasament este prezentată în figura 5.6.15.

Relaţia de calcul pentru înălţimea h a coşului este:

$$h = \sqrt{\frac{a\cdot q}{C_m}\cdot\sqrt[3]{\frac{1}{G_g\cdot\Delta t}}}\quad [\mathrm{m}] \qquad (5.6.33)$$

în care: - q este debitul instantaneu de poluant [kg/h] care se stabileşte în

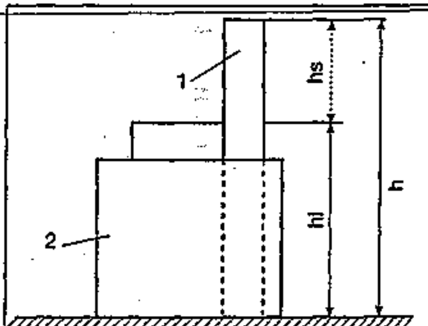


Fig. 5.6.15. Centrale termice încorporate şi izolate:
1 - coş; 2 - imobil.

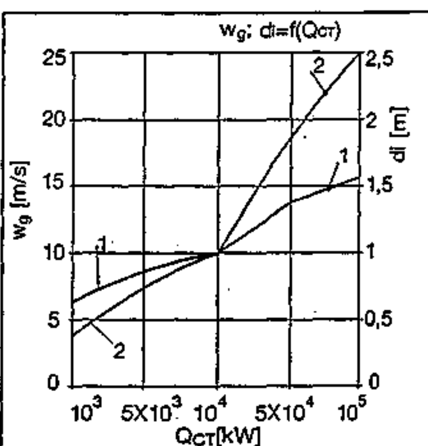


Fig. 5.6.16. Viteza w_g a gazelor şi diametrul d_i al coşului după normele de dispersie a poluanţilor (SO_2):
1 - w_g = f(Q_{CT}); 2 - d_i = f(Q_{CT}).

funcţie de debitul normal de gaze de ardere G_{gn} şi participaţia gravimetrică de poluant SO_x, NO_x şi cenuşă volantă C_{praf} [mg/m^3_N];

$q = G_{gn} \cdot C_{SO_x} \cdot 10^{-6}$

$q = G_{gn} \cdot C_{NO_x} \cdot 10^{-6}$

$q = G_{gn} \cdot C_{praf} \cdot 10^{-6}$

- C_m - concentraţia maximă admisă de poluant [mg/m^3_N];

$C_m = C_r - C_o$

unde C_r este valoarea de referinţă; C_r = 0,15 pentru SO_x; C_r = 0,14 pentru NO_x şi C_r = 0,15 pentru praf; C_o este media anuală a concentraţiilor măsurate în zona centralei termice (tab. 5.6.1).

– Δt - diferenţa dintre temperatura de ieşire t_{ge} a gazelor din coş şi temperatura medie t_{am} anuală a coşului exterior [K];

- G_g - debitul de gaze de ardere determinat pentru o funcţionare în plină sarcină a cazanelor, calculat la temperatura efectivă de evacuare a gazelor din coş [m^3/h];

- a - coeficient care ţine seama de natura poluantului;

a = 340 pentru SO_x şi NO_x;

a = 680 pentru particule solide.

Pentru calcule practice, la centralele folosind păcura, pentru determinarea vitezei gazelor în coş şi a diametrului coşului se poate utiliza diagrama din figura 5.6.16.

Se observă că pentru centralele termice cu Q_{CT} = 1...5 MW viteza economică a gazelor de ardere în coş trebuie să fie cuprinsă între 5...10 m/s.

5.6.6.2 Calculul înălţimii minime a coşului unei centrale amplasată în subsolul clădirii sau alăturată acesteia, înconjurată de alte imobile.

Schema unui astfel de amplasament este prezentată în figura 5.6.17.

Calculul de stabilire a înălţimii coşului se face utilizând aceeaşi relaţie 5.6.33 de la § 5.6.6.1 cu următoarele corecţii:

- dacă distanţa $d \leq 2 \cdot h + 10$

$h = h_i + 5$ [m] (5.6.34)

- dacă distanţa d este cuprinsă în limitele $2 \cdot h + 5 < d \leq 10 \cdot h + 50$

$$h = \frac{5}{4} \cdot (h_i + 5) \cdot \left[1 - \frac{d}{10 \cdot (h+5)}\right] \text{ [m]} \quad (5.6.35)$$

în care h_i este înălţimea obstacolului cel mai ridicat, având o înălţime mai mare de 2 m şi situat la o distanţă orizontală de coş inferioară valorii $10 \cdot (h + 5)$ m.

5.6.7. Supraînălţarea coşului

În calculele prezentate nu s-a verificat şi influenţa imisiilor produse de coş asupra zonei adiacente.

Pentru a integra coşul în ansamblul zonei este necesar să se ia în considerare o serie de parametrii care influenţează funcţionarea coşului. Se pot menţiona: supraînălţarea jetului de gaze de ardere la ieşirea din coş, viteza vântului, gradientul de temperatură a mediului pe înălţime. Coşul, pe lângă rolul pe care-l are de a evacua gazele de ardere în atmosferă, trebuie să protejeze mediul de poluare fapt pentru care, în unele cazuri, înălţimea lui trebuie să fie mai mare decât cea care asigură tirajul necesar.

Supraînălţarea coşului Δh este fenomenul de continuare a deplasării pe verticală a jetului de gaze la ieşirea din coş datorită impulsului pe care-l are (debitul masic x viteza gazelor la ieşire) şi datorită efectului ascensional al gazelor de ardere calde. Astfel, în calculul de dispersie, nu se mai ia înălţimea constructivă a coşului, ci înălţimea constructivă + supraînălţarea:

$h_c = h + \Delta h$ [m] (5.6.36)

Relaţia lui H. Stumke pentru calculul supraînălţării coşului este

$$\Delta h = 1{,}5 \frac{w_{ge} \cdot d_i}{w_v} + \frac{65}{w_v} d_i^{3/2} \left(\frac{t_{ge} - t_e}{t_{ge} + 273}\right)^{\frac{1}{4}} \text{ [m]} \quad (5.6.37)$$

în care w_v este viteza vântului la cota de ieşire din coş, [m/s]; (restul factorilor au fost menţionaţi în cadrul acestui capitol).

Analizând relaţia 5.6.37 se observă că primul termen reprezintă partea dinamică Δh_D, efectul impulsului, iar cel de al doilea termen efectul termic Δh_T.

La coşurile mari, respectiv, cu diametre mari, pentru a nu se produce o deviere în jos a jetului de gaze la ieşire, de către vânt în umbra aerodinamică a coşului, se recurge la micşorarea secţiunii coşului la ieşirea gazelor, sub formă de ajutaj.

Rezultă că la stabilirea caracteristicilor constructive ale coşurilor (d_i şi h) principalii factori sunt puterea termică Q_{CT} şi starea de poluare a atmosferei. S-au construit diagrame care pun în evidenţă legătura dintre puterea termică Q_{CT}, starea de poluare a atmosferei şi înăţimea minimă h a coşului de fum.

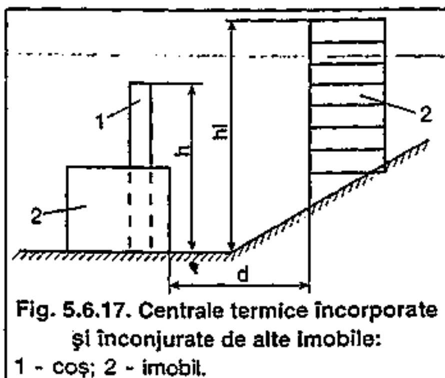


Fig. 5.6.17. Centrale termice încorporate şi înconjurate de alte imobile:
1 - coş; 2 - imobil.

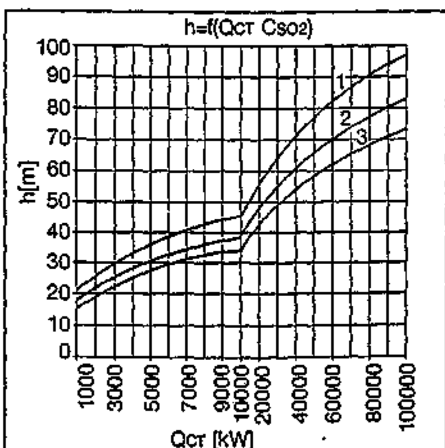


Fig. 5.6.18. Înălţimea minimă a coşului h funcţie de puterea centralei Q_{CT} şi de starea de poluare a atmosferei după normele de dispersie a poluanţilor (SO_2):
1. SO_2 = 0,07 mg/m^3_N;
2. SO_2 = 0,04 mg/m^3_N;
3. SO_2 = 0,01 mg/m^3_N.

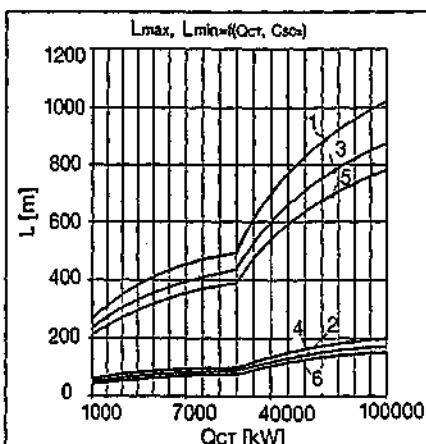


Fig. 5.6.19. Zona de influenţă a coşului asupra clădirilor vecine:
1. SO_2 = 0,07 mg/m^3_N - L_{max};
2. SO_2 = 0,07 mg/m^3_N - L_{min};
3. SO_2 = 0,04 mg/m^3_N - L_{max};
4. SO_2 = 0,04 mg/m^3_N - L_{min};
5. SO_2 = 0,01 mg/m^3_N - L_{max};
6. SO_2 = 0,01 mg/m^3_N - L_{min};
L_{min} = distanţa maximă;
L_{max} = distanţa minimă.

Tabelul 5.6.1. Concentraţiile Co medii anuale măsurate în zona centralei termice

Zona	SOx [mg/m^3_N]	NOx [mg/m^3_N]	praf [mg/m^3_N]
puţin poluată	0,01	0,01	0,01
mediu urbanizat/mediu industrializat	0,04	0,05	0,04
foarte urbanizat/foarte industrializat	0,07	0,10	0,08

Spre exemplificare, pentru o centrală termică cu o putere Q_{CT} = 1...5 MW, luând în considerare ca poluant SO_x (cu limita minimă de 0,01 mg/m_N^3 și limita maximă de 0,07 mg/m_N^3) înălțimea minimă *h* a coșului este cuprinsă între 18 și 35 m.

Exemplul de calcul 3

Se determină înălțimea minimă h a unui coș cunoscând: puterea centralei Q_{CT} = 4 000 kW; combustibil păcură cu un conținut de sulf *S* = 2,5 %, emisie de SO_x = 918 mg/m_N^3, temperatura gazelor la coș t_{ge} = 150 °C; concentrația de poluant existentă în zona C_m = 0,07 (mediu urbanizat).

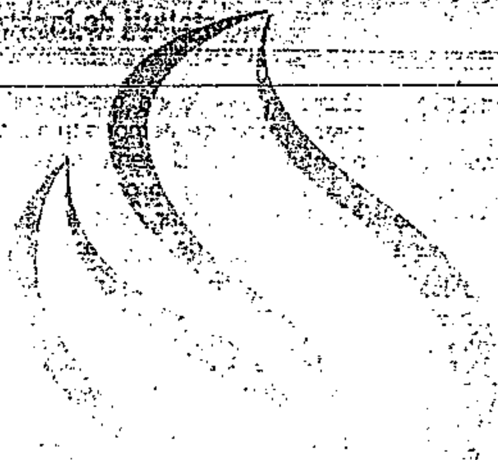
Utilizând diagrama din figura 5.6.18 se obține înălțimea minimă a coșului *h* = 32 m.

În diagrama din figura 5.6.19 se prezintă zona de influență L_{max} a coșului asupra clădirilor învecinate, în funcție de puterea termică a centralei, considerând ca poluant SO_x. Se poate remarca în diagramă că pentru centrale termice de până la 5 MW zona de influență este până la 400 m, pentru o concentrație medie anuală în zona centralei SO_x de 0,07 mg/m_N^3.

Față de cele arătate cu privire la dimensionarea coșului și, în special, de stabilirea înălțimii *h* aceasta trebuie să se facă în două ipoteze:

- *h* = *f* (tiraj) - denumită și înălțimea geometrică stabilită pe considerente economice;
- *h* = *f* (factori meteorologici) - denumită și înălțime de mediu, stabilită pe considerente de protecție a mediului.

Se ia în considerare situația cea mai defavorabilă. În cazul mai multor centrale termice răspândite pe o arie mai mult sau mai puțin întinsă, la stabilirea caracteristicilor constructive ale coșurilor, se va avea în vedere realizarea, în prealabil, a unui bilanț de mediu, stabilind emisiile de poluanți în aer și protecția calității aerului.




I. Instalații de încălzire

Capitolul 6
Echipamente și materiale



6.1. Corpuri de încălzire

6.1.1. Criterii privind utilizarea corpurilor de încălzire

Corpurile de încălzire sunt schimbătoare de căldură alimentate cu agent termic apă sau abur, care emit căldură prin radiaţie şi convecţie şi servesc la încălzirea încăperilor. Senzaţia de confort a ocupanţilor încăperii este mai bună în cazul corpurilor de încălzire ce prezintă o cotă de radiaţie mai mare.

Utilizarea unuia sau altuia dintre tipurile de corpuri de încălzire ce se găsesc pe piaţă este decisă de beneficiarul instalaţiei de încălzire, în funcţie de destinaţia clădirii şi de o serie de criterii relative la corpul de încălzire. Pentru clădirile civile (de locuit, sociale, culturale administrative etc) corpurile de încălzire se judecă în raport cu următoarele criterii specifice: estetica, performanţa termică, preţul, durabilitatea, rezistenţa la şocuri şi lovituri, compatibilitatea metalului corpului de încălzire cu alte metale din instalaţie, posibilităţile de igienizare, uşurinţa montării, cantitatea de manoperă pe şantier etc.

La alegerea corpului de încălzire pentru încăperi de producţie, se urmăreşte şi adecvarea corpului de încălzire la specificul activităţii şi la particularităţile de mediu ale încăperii.

După caz, corpul de încălzire va trebui să întrunească următoarele calităţi:
- rezistenţa mecanică la lovituri;
- rezistenţa la acţiunea corosivă a mediului;
- posibilităţi de curăţire uşoară în medii încărcate cu pulberi, praf, scame etc. (se evită corpurile de încălzire cu convecţie puternică, respectiv corpurile cu aripioare);
- temperatura superficială sub limita de asigurare precizată prin reglementările în vigoare (I. 13 etc.), în cazul încăperilor cu pericol de explozie

6.1.2. Clasificarea corpurilor de încălzire

După materialul din care sunt confecţionate, corpurile de încălzire pot fi din: fontă, aluminiu, oţel, cupru etc. după proporţia convecţie-radiaţie din totalul emisie termică, se disting corpuri ce emit căldură:

- prin radiaţie şi prin convecţie, cum sunt radiatoarele de orice fel şi ţevile cu aripioare;

- aproape exclusiv prin convecţie, din care fac parte convectoarele.

După modul de realizare, corpurile de încălzire pot fi: din elemente, din panouri de tablă, simple sau multiple, cu sau fără aripioare, din ţevi netede (tubulare); din ţevi şi tablă.

6.1.3. Radiatoare din elemente

Se realizează prin asamblarea demontabilă (cu nipluri) sau nedemontabilă (prin sudură) a unor elemente de radiator identice, confecţionate - după caz - din fontă, tablă din oţel, aluminiu, aliaj de aluminiu etc.

Agentul încălzitor circulă prin coloanele elementului, care pot fi în număr de 2, 3, 4, 6 sau 9.

Sunt aplicate, în mod curent, în clădirile civile, dar şi în anexele clădirilor industriale.

6.1.3.1 Radiatoare din fontă

Elementele de radiator din fontă produse în România sunt de 2 feluri:

- cu coloane unite, de secţiune eliptică, STAS 7363, producător UREMOAS Bucureşti (fig. 6.1.1); ele pot avea 2 sau 3 coloane;

- cu coloane libere, de secţiune circulară, STAS 7364, producător FEROEMAIL Ploieşti (fig. 6.1.2); acestea pot avea 4, 6 sau 9 coloane.

Parametrii maximi de lucru în funcţionarea acestor radiatoare sunt daţi în tabelul 6.1.1., iar caracteristicile constructive şi termice, în tabelul 6.1.2.

Radiatoarele din fontă prezintă următoarele avantaje: puteri termice mari pe unitatea de lungime a unui radiator, spaţiul redus ocupat în încăpere; posibilităţi diverse de montare şi amplasare; posibilităţi de curăţire a prafului; durata foarte mare de viaţă; compatibilitate cu toate materialele folosite în instalaţie; preţ specific mic [lei/kW an de funcţionare].

Ca dezavantaje ale radiatoarelor din fontă, se pot menţiona: masa foarte mare [45 - 60 kg/kW]; consum mare de manoperă pe şantier (inclusiv niplare, proba de presiune şi vopsire); preţ de achiziţie relativ mare [lei/kW].

Exponentul caracteristicii termice (exponentul de reglare) este, după ultimele cercetări, n = 1,3 (valoare recomandată), faţă de n = 4/3 (valoare tradiţională, conform STAS 1797/2), (exponentul n caracterizează variaţia fluxului unitar q de căldură al corpului de încălzire în funcţie de modificarea diferenţei medii de temperatură Δt între agentul termic şi aerul încălzit, adică $q = q_n (\Delta t / \Delta t_n)^n$, în care q_n şi Δt_n sunt fluxul termic unitar de căldură şi diferenţa medie de temperatură pentru condiţii nominale: t_d = 90 °C; t_r = 70 °C; t_i = 20 °C).

Radiatoarele din fontă se utilizează în clădiri de locuit, social-culturale, administrative, spitale şi altele.

Tabelul 6.1.1. Parametrii maximi de lucru ai agentului încălzitor şi presiunea de încercare pentru radiatoarele din fontă româneşti

Radiator din fontă	Agentul încălzitor	Temperatura maximă de lucru	Presiunea maximă de lucru	Presiunea de încercare (conf. STAS 1676)
	—	[°C]	[bar]	[bar]
STAS 7363	apă	140	6	11
	abur	151	4	
STAS 7363	apă	115	5	8
	abur	133	2	

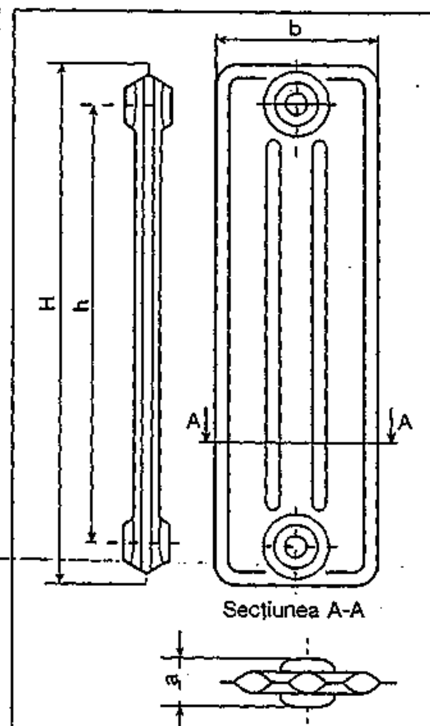


Fig. 6.1.1. Elemente de radiator din fontă STAS 7363-86.

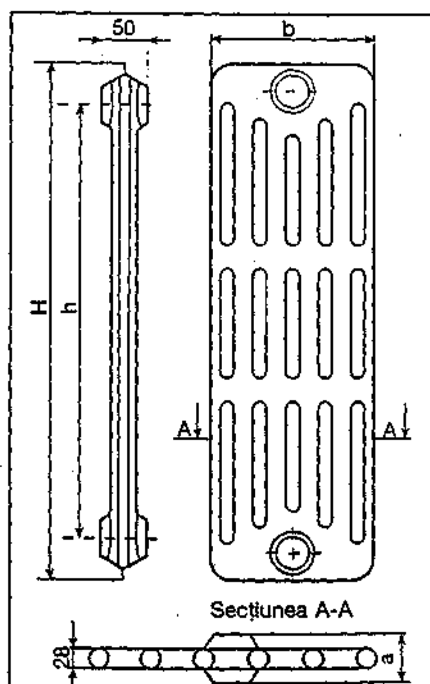


Fig. 6.1.2. Elemente de radiator din fontă STAS 7364-86.

6.1.3.2. Radiatoare din aluminiu

Elementele de radiator din aluminiu sau din aliaj de aluminiu se obțin prin turnare sub presiune sau prin extrudare. Ele pot avea 1,2 sau mai multe coloane prin care circulă agentul încălzitor; pe suprafața externă sunt mai multe aripioare de diverse forme și dimensiuni care conferă fiecărui model constructiv individualitatea sa (fig. 6.1.3).

Sunt vopsite din fabrică în alb (RAL 9010) sau în alte culori, specificate de producător.

Elementele se îmbină între ele prin nipluri din oțel sau fontă, cu filet stânga-dreapta și se etanșează cu garnituri din clingherit, elastomeri etc. Dopurile și reducțiile folosite la aceste radiatoare sunt din oțel sau fontă.

Agentul încălzitor este, de regulă, apa caldă cu temperatura maximă 110 °C și presiunea maximă de 6 bar. Exponentul de reglare are valori indicate de producător (de regulă, n = 4/3 sau 1,30).

Un exemplu îl constituie radiatoarele BIMETAL, produse de SIRAL SA - București și SIRA SRL - Italia (fig. 6.1.4 și tab. 6.1.3).

Elementul de radiator are două coloane subțiri, la interiorul cărora există o inserție de țeavă din oțel Ø 13 x 1,3 mm, prin care circulă apa. După forma aripioarelor, există trei tipuri de elemente: C, CF și S.

Pentru evacuarea aerului și a gazelor degajate din apă, necesită un robinet de dezaerisire montat pe radiator.

Radiatoarele din aluminiu prezintă ca avantaje: aspect estetic modern; puteri termice mari pe unitate de lungime; spațiu redus ocupat în încăpere; masă mică (de cca 4 ori mai redusă decât a radiatoarelor din fontă); manoperă redusă pe șantier și montare ușoară; se livrează vopsite din fabrică în culori plăcute.

Dezavantajele radiatoarelor din aluminiu constau din: durată de viață mai mică decât a radiatoarelor din fontă; preț de achiziție mare [lei/kW]; nu rezistă la șocuri și lovituri; pot prezenta zgomote în funcționare, provocate de aerul și gazele degajate în apă și neevacuate corect; necesită uneori un tratament al apei cu inhibitori speciali, contra degajărilor de hidrogen; incompatibilitate cu unele metale (împreună cu corpul formează pile electrice).

Se utilizează în instalațiile de încălzire cu agent termic apă caldă cu temperatura maximă de 95 °C (sau 110 °C, la unele tipuri) și presiunea maximă de 6 bar. Exponentul lor de reglare este, de regulă, n = 4/3.

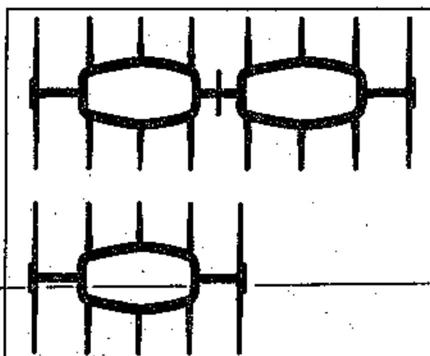


Fig. 6.1.3. Secțiuni transversale prin elemente de radiator din aluminiu având 1 și respectiv 2 coloane.

6.1.3.3 Radiatoare din oțel

Sunt radiatoare asemănătoare cu cele din fontă. Elementele se confecționează din tablă ambutisată, sudată pe contur și prin puncte între coloane. Se îmbină între ele prin sudură și cu nipluri. În funcție de presiunea și de temperatura maxime de utilizare, se fabrică tipuri de construcție normală și respectiv specială.

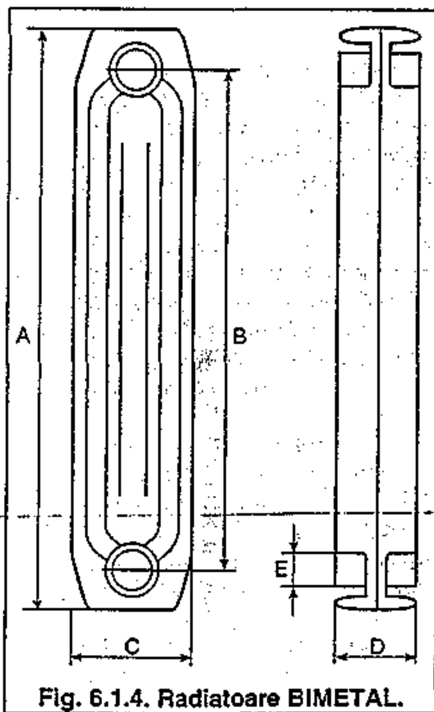


Fig. 6.1.4. Radiatoare BIMETAL.

Tabelul 6.1.2. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor din fontă românești

1) Conform STAS 11984, 1 m² de suprafață echivalentă termic cedează 504 W în condițiile: agent încălzitor 95/75 °C, temperatura interioară a încăperii T_i = 20 °C;

2) Valabil pentru radiatoarele fabricate după anul 1987.

Tipul	Înălțimea		Lățimea	Lungimea elem.	Racordurile	Nr. coloanelor	Volumul interior	Masa	Suprafața de încălzire (vopsită)	Suprafața echiv. termic	Puterea termică nominală (conform STAS 1797/2)	
	h	H	b	a	Φ					S_{echiv}	apă caldă Δt = 60 °C	abur Δt = 80 °C
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[in]	—	[l/elem]	[kg/elem]	[m²/elem]	[m²/elem]	[W/elem]	[W/elem]
radiatoare cu coloane eliptice unite (STAS 7363)												
300/3-60	300	388	250	60		3	1,1	6,7	0,21	0,248	112	164
500/2-60	500	591	150	60		2	0,9	5,8	0,19	0,225	106	156
600/2-60	600	691	150	60	1 1/4	2	1,05	6,9	0,225	0,265	125	183
600/3-60	600	678	200	60		3	1,6	9,3	0	0,335	152	223
600/3-75	600	684	200	75		3	—	10,5	0,315	0,371	168	247
radiatoare cu coloane circulare libere (STAS 7364)												
218/9	218	300	350	50		9	0,9	8	0,25	0,276	124	182
472/4	472	541,5	142	50		4	0,7	5,7	0,19	0,223	101	148
472/6	472	541,5	218	50		6	1,1	8.1	0,28	0,314	142	208
624/4	624	693,5	142	50	1 1/4	4	0,8	6,6	0,24	0,282	128	188
624/6	624	693,5	218	50		6	1,3	10,2	0,36	0,390	177	200
777/4	777	846	142	50		4	1,5	8,5	0,29	0,328	148	217
777/6	777	846	218	50		6	1	12	0,44	0,476	216	317

Un astfel de tip de corp de încălzire îl constituie radiatorul din tablă DIN ale cărui caracteristici termice și constructive sunt prezentate în figura 6.1.5 și tabelul 6.1.4 (după DIN 4703/1).

Parametrii maximi ai agentului încălzitor (apă caldă sau fierbinte) sunt următorii în funcție de tipul de construcție:
- normală: t_{max} = 110 °C și P_{max} = 4 bar;
- specială: t_{max} = 140 °C și P_{max} = 6 bar.

Radiatoarele din oțel au ca principale avantaje: aspect plăcut; finisaje de calitate a suprafețelor prin vopsirea în fabrică în culori plăcute; masă moderată (de cca 3 ori mai mică decât a celor din fontă); rezistență la șocuri și lovituri; se montează ușor; manoperă redusă pe șantier; se pot curăța de praf, preț de achiziție mic [lei/kW].

Ca dezavantaje ale radiatoarelor din oțel, se pot enumera: puteri termice pe unitate de lungime mici sau moderate la unele tipuri constructive; spațiu mai mare necesar montării în încăpere; durata de viață scăzută sau medie, din cauza coroziunii (pentru mărirea duratei de viață, condițiile de exploatare trebuie să fie foarte strict supravegheate și să se trateze apa cu inhibitori de coroziune); preț specific mare [lei/kW an de funcționare]; cheltuieli mai mari în exploatare (pentru inhibitori și pentru înlocuirea radiatoarelor corodate).

Se utilizează în aceleași categorii de clădiri ca și radiatoarele din fontă.

6.1.4. Radiatoare-panou

Acestea sunt corpuri de încălzire plate, confecționate din tablă din oțel de foarte bună calitate, cu grosimea de 1,25 (1,30) mm. Prin ambutisare și prin sudarea tablei pe contur și în câmp, rezultă un panou plat cu 2 colectoare și mai multe canale de circulație a apei. Panoul poate fi sau nu prevăzut la spate cu aripioare ondulate de tablă din oțel subțire (cca 0,4 mm), prinse prin sudură. Cuplând în paralel 2 sau 3 panouri așezate unul în spatele celuilalt se realizează mai multe tipuri constructive.

Majoritatea tipurilor constructive de radiatoare-panou au și un capac superior perforat și două rame laterale.

Pe spatele radiatorului se află sudate 4 sau 6 urechi de prindere necesare la montare; la unele radiatoare, aceste urechi de prindere pot lipsi, rolul lor la montare fiind asigurat de decupaje speciale practicate în ramele laterale ale radiatorului.

Prin diverse procedee de tratare a tablei din oțel, radiatorului i se poate conferi o rezistență sporită la coroziune.

Gama înălțimilor de fabricație poate fi foarte variată: de la 300 la 900 mm și uneori și peste această valoare, iar lungimile pot varia de la 300 la 3000 mm, în trepte normalizate și precizate de fiecare producător în prospectul produsului.

Radiatoarele-panou sunt livrate la lungimile solicitate de beneficiar, din gama normată, gata vopsite - de regulă - cu vopsea RAL 9010 (alb) și însoțite de diverse accesorii pentru montare.

Parametrii maximi ai agentului termic utilizat (apa caldă) sunt în mod curent 110 °C și respectiv 6 bar. Există și radiatoare ce admit presiuni până la 10 bar. Presiunea de încercare este precizată de furnizor în prospectul produsului.

Un exemplu de radiatoare-panou îl constituie radiatoarele PLATTELLA produse de firma DE LONGHI - ITALIA, prezentate în figura 6.1.6 și caracteristicile tehnice și constructive în tabelul 6.1.5.

Gama de fabricație cuprinde 5 înălțimi (300 - 900 mm) și 13 lungimi normate (600; 720; 840; 960; 1080; 1200; 1440; 1680; 1920; 2160; 2400; 2640; 3000). Parametrii maximi ai agentului termic utilizat sunt t_{max} = 110 °C și P_{max} = 7 bar. Exponentul de reglare este n = 1,30.

Avantajele și dezavantajele radiatoarelor-panou sunt aceleași cu cele prezentate de radiatoarele din oțel (§ 6.1.3.3).

Radiatoarele-panou se utilizează de regulă în clădirile civile.

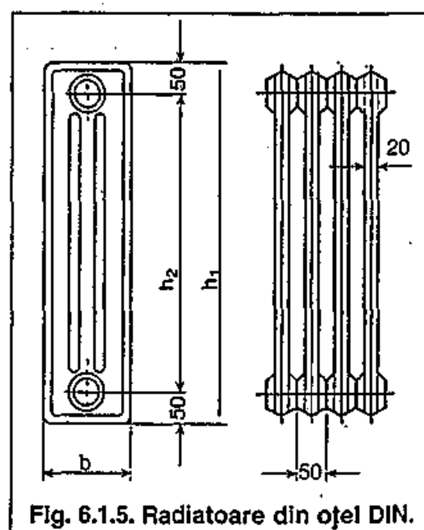


Fig. 6.1.5. Radiatoare din oțel DIN.

Tabelul 6.1.3. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor BIMETAL

Tipul	Înălțime totală A	Înălțime între axe B	Lățime C	Lungime L	Racorduri Φ	Conținut de apă V	Masă M	Puterea termică nominală (Δt=60°C) Φ_n	Suprafața echiv. termic (STAS 11984) S_{echiv}
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[in]	[l/elem]	[kg/elem]	[W/elem]	[m²/elem]
C 500	580	500	110	75	1	0,210	1,9	154,2	0,340
C 600	680	600				0,227	2,1	170,3	0,376
CF 300	380	300	110	75	1	0,193	1,2	106,6	0,235
CF 500	580	500				0,210	1,9	156,0	0,344
CF 600	680	600				0,227	2,1	177,2	0,391
CF 700	780	700				0,245	2,3	200,0	0,442
CF 800	880	800				0,280	2,5	220,1	0,486
S 360	360	300	140	75	1¼	0,223	2,05	108,3	0,239
S 580	570	500	128			0,304	2,25	148,0	0,327
S 680	670	610	128			0,319	2,7	170,1	0,376

Tabelul 6.1.4. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor din oțel DIN (după DIN 4703/1)

Înălțimea totală h_1	Înălțimea între axe racord h_2	Lățime b	Masa +25/-8%	Suprafața de încălzire S	Puterea termică nominală Δt = 60 °C Φn
[mm]	[mm]	[mm]	[kg/elem]	[m²/elem]	[W/elem]
300	200	160	1,02	0,105	50
		250	1,54	0,16	77
400	350	110	1,05	0,105	55
		160	1,46	0,155	74
		220	1,99	0,21	99
600	500	110	1,37	0,14	73
		160	1,96	0,205	99
		220	2,68	0,285	128
1000	900	110	2,32	0,24	122
		160	3,3	0,345	157
		220	4,53	0,48	204

6.1.5. Corpuri de încălzire tubulare

Sunt realizate, de regulă, cu țevi netede din oțel, în construcție sudată. După forma constructivă, există registre și serpentine; ele se prevăd cu mufe sau flanșe. sunt robuste și se pot igieniza (curăți) cu ușurință. În schimb, prezintă puteri termice mici sau medii pe unitate de lungime de corp și sunt mai puțin spectaculoase decât alte corpuri de încălzire.

6.1.5.1 Serpentine

Sunt corpuri de încălzire cu țeava din oțel netedă, având diametrul uzual între 40 și 80 mm. Presiunea maximă de utilizare este de 16 bar iar temperatura maximă de 150 °C (uneori 200 °C). Agenții termici pot fi apa caldă și apa fierbinte; exponentul de reglare pentru serpentine este n = 5/4 (conform STAS 1797/3).

Ele sunt utilizate curent la încălzirea clădirilor industriale, a atelierelor, garajelor, depozitelor, serelor etc.

IAICA SA Alexandria fabrică serpentine cu țevi orizontale Ø 42 · 2,5 (2) mm așezate în eșichier.

6.1.5.2 Registre clasice

Sunt corpuri cu țevi netede din oțel cu diametrul uzual între 50 și 80 mm. Presiunea maximă de utilizare este de 16 bar iar temperatura maximă de 150 °C. Agenții termici pot fi apa caldă, apa fierbinte sau aburul. Exponentul de reglare pentru registre este n = 5/4 (conform STAS 1797/3).

După modul de așezare a țevilor, registrele pot fi orizontale și verticale.

Registrele verticale pot fi cu unul (I) sau cu două (II) rânduri de țevi.

IAICA SA Alexandria fabrică registre orizontale STAS 8744 și registre verticale (tip I și II) din țeava Ø 76 x 3,5 (3) mm. Caracteristicile constructive și termice ale registrelor orizontale produse din IAICA SA sunt prezentate în figura 6.1.7. și în tabelele 6.1.6. și 6.1.7.

6.1.5.3 Corpuri de încălzire speciale pentru grupuri sanitare

Denumite curent „radiatoare port-prosop", ele se realizează din țevi rotunde sau aplatizate, de mici dimensiuni.

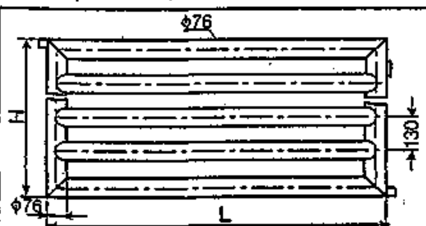


Fig. 6.1.7. Registre orizontale tip IAICA (STAS 8744).

Tabelul 6.1.7. Puterea termică nominală Φ_n [W/m] de țeavă, a registrelor și serpentinelor produse de IAICA SA Alexandria

Corpul de încălzire	Puterea termică nominală pentru: apă (Δt = 60 °C) [W/m]	abur (Δt = 80 °C) [W/m]
Registre verticale din țeavă Φ 76 mm	139,4	199,7
Registre orizontale din țeavă Φ 76 mm	153,9	220,5
Serpentine din țeavă Φ 42,5 mm	96,8	138,7

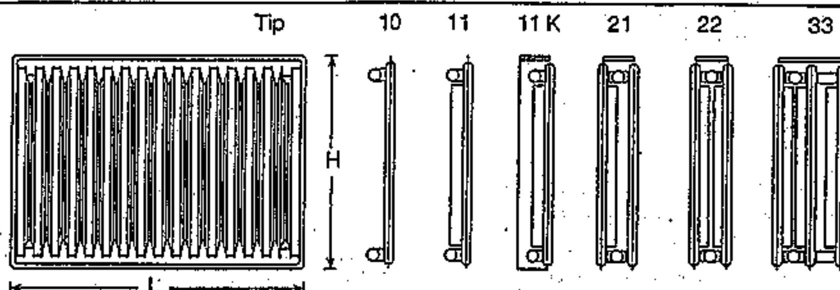


Fig. 6.1.6. Radiatoare - panou PLATTELLA (DE LONGHI).

Tabelul 6.1.5. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor PLATTELLA (De Longhi)

Tip	Înălțime totală [mm]	Conținut de apă [l/m]	Masă [kg/m]	Racorduri Nr. buc x Φ	Suprafața de încălzire (vopsită) S [m²/m]	Putere termică nominală Φ_n [W/m]	Suprafața echivalentă termic S_{echiv} [m²/m]
10	300	2,05	6,20	4x1/2"	0,67	425	0,918
	400	2,70	8,00		0,90	556	1,170
	500	3,10	10,60		1,12	684	1,419
	600	3,75	12,40		1,34	810	1,670
	900	5,30	18,00		2,02	1 180	2,447
11	300	2,05	8,40	4x1/2"	1,21	704	1,541
	400	2,70	11,80		2,21	890	1,949
	500	3,10	15,30		3,20	1 069	2,343
	600	3,75	18,30		4,19	1 242	2,720
	900	5,30	27,80		7,16	1 712	3,750
11K	300	2,05	8,40	4x1/2"	1,21	661	1,469
	400	2,70	11,80		2,21	847	1,947
	500	3,10	15,30		3,20	1 029	2,402
	600	3,75	18,30		4,19	1 202	2,830
	900	5,30	27,80		7,16	1 672	3,972
21	300	4,10	14,60	4x1/2"	1,86	1 019	2,310
	400	5,40	19,80		3,07	1 293	2,900
	500	6,20	25,90		4,28	1 556	3,471
	600	7,50	30,70		5,48	1 809	4,033
	900	10,60	45,80		9,10	2 489	5,715
22	300	4,10	16,80	4x1/2"	2,43	1 260	2,786
	400	5,40	23,60		4,41	1 596	3,565
	500	6,20	30,60		6,39	1 915	4,293
	600	7,50	36,60		8,37	2 214	4,972
	900	10,60	55,60		14,32	2 973	6,769
33	300	6,15	25,20	4x1/2"	3,64	1 812	3,927
	400	8,10	35,40		6,62	2 290	5,005
	500	9,30	45,90		9,59	2 741	6,019
	600	11,25	54,90		12,56	3 163	6,973
	900	15,90	83,40		21,48	4 217	9,507

Materialul ţevilor poate fi: oţel, oţel inoxidabil, aluminiu şi altele. Presiunea maximă de utilizare este, de regulă, de 6 bar şi temperatura maximă de 110 °C. Exponentul de reglare al acestor radiatoare este n = 1,30.

Se utilizează curent în băi şi grupuri sanitare la clădiri de locuit, hoteluri, piscine etc.

În figura 6.1.8 şi respectiv în tabelul 6.1.8 sunt indicate, cu titlul informativ caracteristicile constructive şi termice ale unui model produs de firma KRISTAL.

Pentru a rezolva problema încălzirii grupurilor sanitare (care dispun de spaţii reduse), se pot folosi şi radiatoarele MAIOR confecţionate din aluminiu, care au forma unor registre cu lăţimi de până la 100 mm. Ele sunt executate de firma NOVA FLORIDA şi se livrează în blocuri de 3, 4, 5 şi 6 elemente.

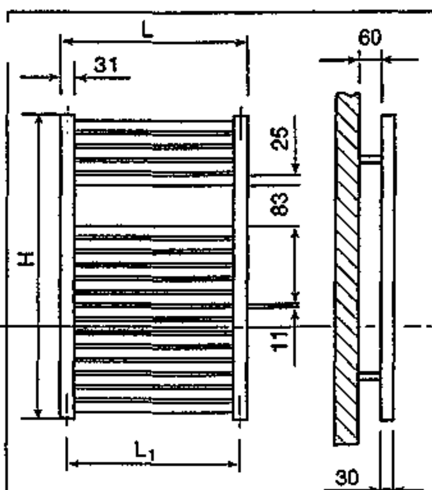


Fig. 6.1.8. Radiatoare „portprosop".

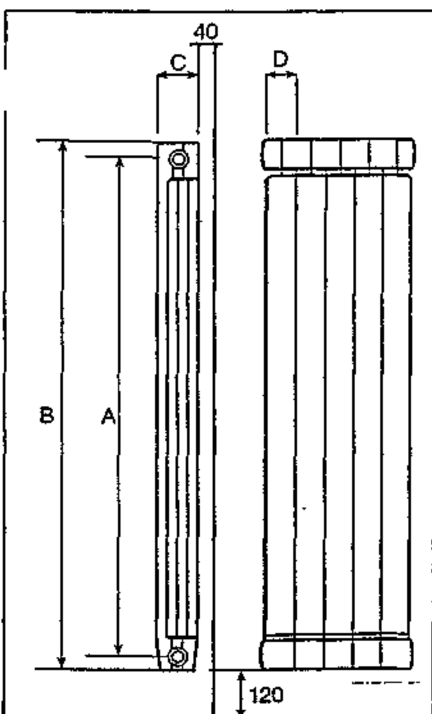


Fig. 6.1.9. Radiatoare MAIOR.

Tabelul 6.1.6. Caracteristicile constructive ale registrelor orizontale produse de IAICA SA Alexandria

Lungimea registrului L [mm]	Numărul de ţevi orizontale						
	2	3	4	5	6	7	8
	Înălţimea de gabarit H [mm]						
	206	336	466	596	726	856	986
	Lungimea totală de ţeavă [m]						
576	1,260	1,944	2,628	3,312	3,996	4,680	5,364
826	1,760	2,694	3,628	4,562	5,496	6,430	7,364
1 076	2,260	3,444	4,628	5,812	6,996	8,180	9,364
1 326	2,760	4,194	5,628	7,062	8,496	9,930	11,364
1 576	3,260	4,944	6,628	8,312	9,996	11,680	13,364
2 076	4,260	6,444	8,628	10,812	12,996	15,180	17,364
2 576	5,260	7,944	10,628	13,312	15,996	18,680	21,364
3 076	6,260	9,444	12,628	15,812	18,996	22,180	25,364
3 576	7,260	10,944	14,628	18,312	21,996	25,680	29,364
4 076	8,260	12,444	16,628	20,812	24,996	29,180	33,364
4 576	9,260	13,944	18,628	23,312	27,996	32,680	37,364
5 076	10,260	15,444	20,628	25,812	30,996	36,180	41,364
	Suprafaţa de încălzire S [m²]						
576	0,30	0,46	0,63	0,79	0,95	1,12	1,28
826	0,42	0,64	0,87	1,09	1,31	1,53	1,76
1 076	0,54	0,82	1,10	1,39	1,67	1,95	2,23
1 326	0,66	1,00	1,34	1,69	2,03	2,37	2,71
1 576	0,78	1,18	1,58	1,98	2,39	2,79	3,19
2 076	1,02	1,54	2,06	2,58	3,10	3,62	4,14
2 576	1,26	1,90	2,54	3,18	3,82	4,46	5,10
3 076	1,49	2,25	3,01	3,77	4,52	5,29	6,05
3 576	1,73	2,61	3,49	4,37	5,25	6,13	7,01
4 076	1,97	2,97	3,97	4,97	5,97	6,96	7,96
4 576	2,21	3,33	4,45	5,56	6,68	7,80	8,92
5 076	2,45	3,69	4,92	6,16	7,40	8,63	9,87
	Masa [kg]						
576	6,8	10,5	14,2	17,9	21,6	25,3	29,0
826	9,5	14,6	19,6	24,6	29,7	34,7	39,8
1 076	12,2	18,6	25,0	31,4	37,8	44,2	50,6
1 326	14,9	22,6	30,4	38,1	45,9	52,6	61,3
1 576	17,6	26,7	35,8	44,9	54,0	63,1	72,1
2 076	23,0	34,8	46,6	58,4	70,2	81,9	93,7
2 576	28,4	42,9	57,4	71,9	86,3	100,8	115,3
3 076	33,8	51,0	68,2	85,4	102,5	119,7	136,9
3 576	39,2	59,1	79,0	98,9	118,7	138,6	158,5
4 076	44,6	67,2	89,8	112,3	134,9	157,5	180,1
4 576	50,0	75,3	100,6	125,8	151,1	176,4	201,7
5 076	55,4	83,4	111,4	139,3	167,3	195,3	223,3

Tabelul 6.1.8. Caracteristicile constructive şi termice ale radiatoarelor „portprosop", model SCARABEO

Model	Înălţime H [mm]	Lungime L [mm]	Distanţa între axe L_1 [mm]	Putere termică nominală la Δt = 60 °C, conform UNI 6514 Φ_n [W]	Conţinut de apă [l]	Masa [kg]	Racorduri Φ [in]
S - 760	770	450	422	495	3,02	5,00	1/2
	770	500	472	541	3,38	5,22	
	770	550	522	584	3,75	5,45	
	770	600	572	626	4,12	5,70	
	770	750	722	755	5,22	7,60	
	770	1000	972	969	7,06	8,50	

Dimensiunile, caracteristicile termice pentru condițiile standard (t_d = 90 °C, t_r = 70 °C și t_i = 20 °C) și modul de montare sunt prezentate în figura 6.1.9 și tabelul 6.1.9.

Pentru alți parametri decât cei standard, pentru calculul puterii termice reale cedate de un radiator se are în vedere și tabelul 6.1.10, în care sunt prezentați coeficienții de corecție c_t (§ 6.1.9.2).

6.1.6. Radiatoare din țeavă și tablă

Cunoscute adesea sub denumirea de „convectoradiatoare", ele includ o gamă largă de modele constructive realizate din elemente confecționate din țeavă și tablă asamblate nedemontabil (prin sudare), fiind prevăzute cu racorduri, mufe sau flanșe.

În funcție de designul lor și de parametrii maximi ai agentului termic încălzitor pentru care au fost construite, ele se pot aplica în clădiri industriale și civile.

Prezintă avantajul unor puteri termice medii sau mari pe unitate de lungime de corp. Ca dezavantaje: igienizarea este dificilă și se pot deteriora ușor prin lovire.

Un astfel de corp este convectoradiatorul-panou CRP (STAS 12908), fabricat de IAICA SA Alexandria (fig. 6.1.10 și tab. 6.1.11).

Se compune dintr-un registru de țevi din oțel peste care sunt sudate două foi de tablă subțire (panouri), prevăzute cu numeroase fante înclinate ce activează convecția. Se racordează la instalație prin mufe sau flanșe. Poate avea de la 4 la 28 de elemente, un element având lungimea de 60 mm.

Sunt livrate la mărimea comandată de beneficiar, gata vopsite și probate la presiune în fabrică (la 24 bar); sunt însoțite de accesoriile necesare la montare (console).

Agentul încălzitor poate fi apa cu temperatură de maximum 150 °C și presiunea de maximum 16 bar, sau abur cu temperatura până la 151 °C (4 bar).

Conform instrucțiunilor I 40,

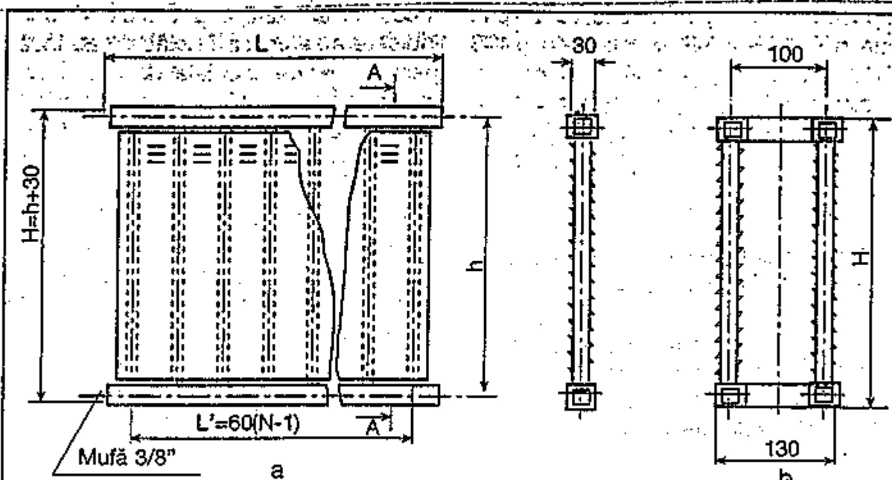


Fig. 6.1.10. Convectoradiator - panou CRP:
a - simplu; b - dublu.

Tabelul 6.1.9. Dimensiunile și caracteristicile radiatorului MAIOR

Element MAIOR		90	100	120	140	160	180	200
A - Distanța între axe	[mm]	900	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
B - Înălțime totală	[mm]	966	1 066	1 266	1 466	1 666	1 866	2 066
C - Lățimea	[mm]	90	90	90	90	90	90	90
D - Lungimea	[mm]	80	80	80	80	80	80	80
Racord	[in]	G1	G1	G1	G1	G1	G1	G1
Masa	[kg]	1,86	2,02	2,32	2,62	2,92	3,22	3,52
Conținut de apă	[l]	0,43	0,47	0,55	0,62	0,70	0,78	0,86
Putere termică nominală (după prospect)	[W]	235	253	290	327	364	400	437

Tabelul 6.1.10. Valorile coeficientului de corecție c_t pentru diverse valori Δt (exponent de reglare n = 4/3)

Notă: Valorile din coloanele 0 - 9 se adaugă la cele din coloana Δt

Ex. Pentru 47 °C se citește pe rândul 40, în coloana 7: c_t = 0,723

Δt [°C]	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
30	0,398	0,415	0,433	0,452	0,470	0,488	0,507	0,526	0,545	0,564
40	0,583	0,603	0,622	0,642	0,662	0,682	0,702	0,723	0,743	0,764
50	0,785	0,806	0,827	0,848	0,869	0,891	0,912	0,934	0,956	0,978
60	1,000	1,022	1,045	1,067	1,090	1,112	1,135	1,158	1,180	1,204
70	1,228	1,251	1,274	1,298	1,322	1,346	1,369	1,393	1,418	1,442
80	1,466	1,491	1,515	1,540	1,564	1,589	1,614	1,639	1,664	1,689
90	1,715	1,740	1,766	1,791	1,817	1,843	1,868	1,894	1,920	1,946
100	1,973	1,999	2,025	2,052	2,078	2,105	2,132	2,158	2,185	2,212
110	2,239	2,266	2,294	2,321	2,348	2,376	2,403	2,431	2,458	2,486

Tabelul 6.1.11. Caracteristicile constructive și termice ale convectoradiatoarelor-panou CRP produse de IAICA SA Alexandria

Tipul	Înălțime		Lățimea	Nr. de țevi verticale	Pasul țevilor verticale	Racorduri	Volumul interior	Masa informativă	Suprafața de încălzire	Suprafața echiv. termică (STAS 11984)	Puterea termică	
	între axele racord h	totală H									apă caldă Δt = 60 °C	abur Δt = 80 °C
	[mm]	[mm]	[mm]	[buc]	[mm]	[in]	[l/elem]	[kg/elem]	[m²/elem]	[m²/elem]	[W/elem]	[W/elem]
CRP-I-472	472	502					0,125	1,00	0,137	0,124	57	91
CRP-I-624	624	654	30	4 - 28	60	3/8	0,145	1,18	0,179	0,16	73,3	117
CRP-I-777	777	807					0,16	1,38	0,221	0,193	88,4	141
CRP-II-472	472	502					0,25	2,00	0,274	0,224	101,6	164
CRP-II-624	654	654	100	4 - 28	60	1/2	0,29	2,37	0,288	0,288	130,4	210
CRP-II-777	777	807					0,32	2,76	0,346	0,346	156,9	253

exponentul de reglare al acestor corpuri este n = 1,28 (CRP simple) și n = 4/3 (CRP duble). După cercetări mai recente, se recomandă o valoare unică n = 1,30.

Se pot folosi în clădiri civile și industriale de orice fel, cu excepția clădirilor sau încăperilor cu:
- cerințe speciale de igienă (spitale, policlinici, creșe etc.);
- degajări mari de praf, pulberi, scame;
- risc de deteriorare a corpului prin lovire.

6.1.7. Convectoare

Acestea (fig. 6.1.11) se compun, în general, din:
- elementul încălzitor constituit din una sau mai multe țevi, prevăzute cu aripioare longitudinale sau transversale;
- masca, ce asigură circulația aerului din încăpere peste elementul încălzitor și ieșirea aerului cald pe la partea superioară, prin orificii special prevăzute.

Masca poate avea o clapetă mobilă ce permite reglarea manuală sau automată a debitului de aer cald. În general, elementul încălzitor și masca sunt două piese independente.

Tipul de convector ce prezintă înălțimi reduse poartă denumirea de „convector de plintă".

Parametrii maximi ai agenților termici (apă, abur) utilizați în convectoare cât și exponentul de reglare sunt cei indicați de producători, pentru fiecare tip constructiv.

Convectoarele au avanatajul unor puteri termice mari pe unitate de lungime, dar sunt foarte sensibile la praf, la parametrii ridicați ai agentului încălzitor.

În exploatare, convectoarele necesită grafice speciale de reglare calitativă pentru temperatura agentului termic (respectiv temperaturi de intrare mai ridicate cu până la 3 °C față de cele uzuale la radiatoarele din fontă).

Convectoarele și convectoarele de plintă se pot utiliza în magazine, clădiri administrative etc., cu condiția de a se curăța de praf și de impurități, numai mecanic, utilizând aspiratorul. Nu sunt indicate a se aplica în clădiri sau încăperi cu cerințe speciale de igienă sau cu degajări de praf, scame, pulberi.

În fig. 6.1.12 sunt prezentate diferite situații privind amplasarea convectoarelor și a convectoarelor de plintă în interiorul încăperilor.

6.1.8. Amplasarea, montarea și racordarea corpurilor de încălzire

6.1.8.1 Amplasarea

La amplasarea corpurilor de încălzire, se urmărește:
- funcționarea lor cu eficiență maximă prin montarea lor la partea inferioară a încăperilor, în vecinătatea suprafețelor reci;
- corelarea cu elemente de construcții, evitându-se stânjenirea amplasării mobilierului, a utilajelor, a circulației persoanelor, a celorlalte instalații, precum și accesul la hidranții de incendiu;
- montarea la parapetul ferestrelor, paralel cu pereții finisați sau în imediata lor apropiere;
- la casa scării, amplasarea, de regulă, la parter; dacă necesarul de căldură nu poate fi acoperit de corpurile de încălzire amplasate la parter, se pot amplasa corpuri de încălzire și la nivelurile imediat superioare;
- respectarea prevederilor art. 5.10 (relativ la nișe pentru corpurile de încălzire) și 5.12 (relativ la căile de evacuare în caz de incendiu), din Normativul I 13.
- mascarea corpurilor de încălzire în situațiile prevăzute de Normativul I 13 și anume: în încăperi destinate copiilor preșcolari (creșe, cămine, grădinițe) cât și în alte încăperi cu risc de arsuri prin atingere, dacă agenții termici utilizați au parametrii ridicați; în încăperi cu cerințe estetice speciale; în alte situații, la cererea beneficiarilor.

6.1.8.2 Montarea

Montarea corpurilor de încălzire se realizează utilizând accesoriile de prindere indicate de furnizorul corpurilor de încălzire (console, suporturi, susținătoare; exemple în fig. 6.1.13).

Se respectă indicațiile de montare ale producătorului în ceea ce privește

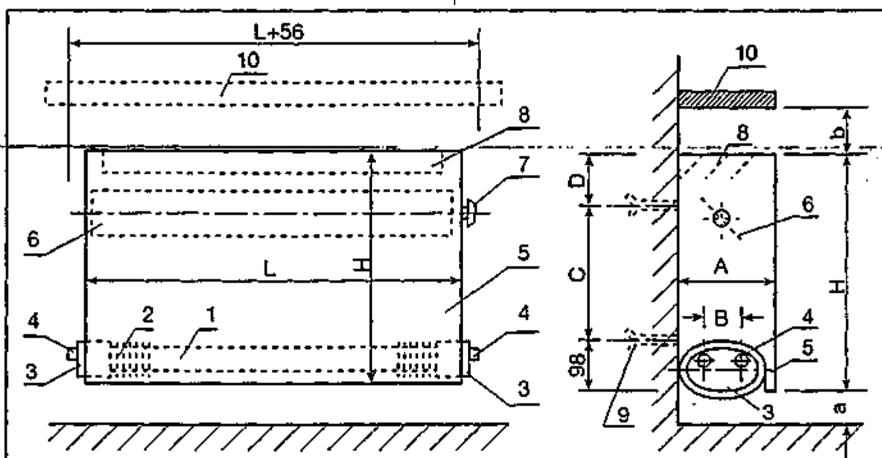


Fig. 6.1.11. Convector:
1 - țevi încălzitoare; 2 - aripioare; 3 - distribuitor (colector);
4 - racord de intrare (ieșire); 5 - mască; 6 - clapetă de reglare;
7 - buton de acționare a clapetei; 8 - jaluzele; 9 - dibluri; 10 - glaf;
a și b ≥ 100 mm.
cotele A, B, C, D, H și L depind de tipul convectorului.

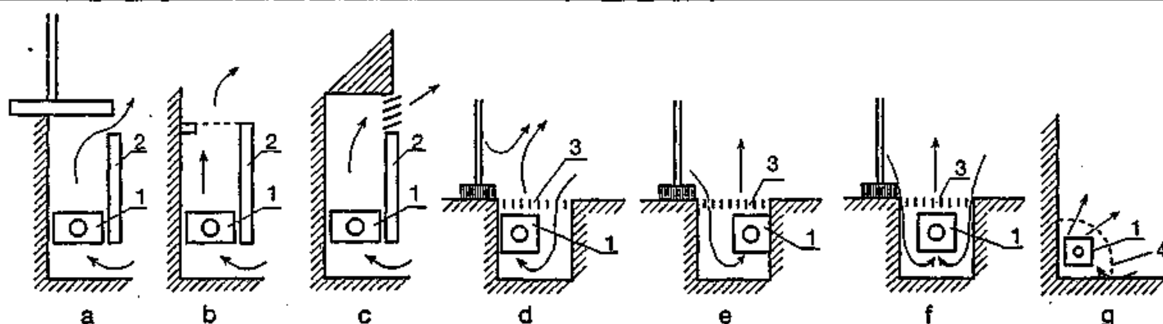


Fig. 6.1.12. Posibilități de amplasare a convectoarelor:
a - sub glaful ferestrei; b - în fața peretelui; c - în nișă; d,e,f - în pardoseală, g - la plintă
1 - element încălzitor; 2 - mască; 3 - orificii în pardoseală; 4 - mască cu orificii.

numărul accesoriilor utilizate, distanțele relative dintre acestea și față de elementele de construcții etc. cât și prevederile cu caracter general cuprinse în normativul I 13. În general, la un corp de încălzire se montează minimum două console și un susținător; câteva exemple de montare sunt indicate în fig. 6.1.14, pentru radiatoarele De Longhi.

6.1.8.3 Racordarea

Racordarea corpurilor de încălzire la coloanele unei instalații de încălzire se poate face în cele cinci feluri indicate în figura 6.1.15.

Variantele de racordare influențează emisia termică a corpurilor de încălzire. De regulă, se folosesc racordările cu circulația agentului termic sus-jos, care conduc la cea mai mare putere termică și respectiv la cele mai reduse dimensiuni ale corpului de încălzire. În general, corpurile de încălzire cu lungime sub 1,2 m se racordează pe aceeași parte (dacă acest lucru este posibil prin construcția corpului), iar corpurile mai lungi de 1,2 m se racordează în diagonală.

Pentru legarea corpurilor de încălzire la coloane, se recomandă respectarea distanțelor minime între corp și coloană, prescrise de normativul I 13. Când nu se pot respecta aceste distanțe, racordarea se face în diagonală.

În cazul altor scheme (exemplu: distribuția individuală monotub orizontală în pardoseală), legarea corpurilor de încălzire se face conform cu instrucțiunile tehnice ale furnizorului elementelor de racordare folosite.

6.1.9. Alegerea și dimensionarea corpurilor de încălzire

6.1.9.1 Alegerea tipului de corp de încălzire

Alegerea unui corp de încălzire se face ținând seama pe de o parte de gustul și preferințele beneficiarului, iar pe de altă parte de: parametrii maximi de temperatură și presiune ai agentului termic la care rezistă corpul ales; mărimea spațiilor de montare existente în încăpere și posibilitatea acestuia de a satisface eventualele condiții speciale impuse de specificul încăperii sau de activitățile ce se desfășoară în ea; de asemenea, se ține seama de avantajele și dezavantajele fiecărei categorii de corpuri de încălzire.

Într-o aceeași instalație de încălzire centrală, se recomandă utilizarea unor corpuri de încălzire cu valori ale exponentului de reglare cât mai apropiate.

6.1.9.2 Dimensionarea corpurilor de încălzire.

Calculul de dimensionare se face în conformitate cu prevederile generale din STAS 1797/1, corelate cu prevederile particulare ale: normelor de fabricație, instrucțiunilor de utilizare, prospectelor și agrementelor corpurilor de încălzire.

Mărimea și numărul corpurilor de încălzire montate într-o încăpere se determină prin calcul astfel încât puterea termică Φ a acestora să fie egală cu necesarul de căldură Q al încăperii, conform STAS 1907/1.

Corpul de încălzire ales trebuie să aibă dimensiunile de gabarit corelate cu cele ale spațiului de montare existent în încăpere.

6.1.9.2.1 Varianta cunoașterii puterii termice nominale pe element

Numărul de elemente al corpului de încălzire se calculează cu relația:

$$N = \frac{Q}{\Phi_n \cdot a \cdot c_t \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \text{ [buc]} \quad (6.1.1)$$

în care:

– Φ_n este puterea termică nominală pe element, [W/elem] se ia din norme, instrucțiuni, agremente, prospecte în funcție de tipul corpului de încălzire;

a - coeficient de corecție adimensional, aplicabil numai la radiatoarele din fontă, depinzând de numărul *N* al elementelor care alcătuiesc radiatorul, ale cărui valori sunt date de tabelul 6.1.12;

– c_t - coeficient de corecție pentru

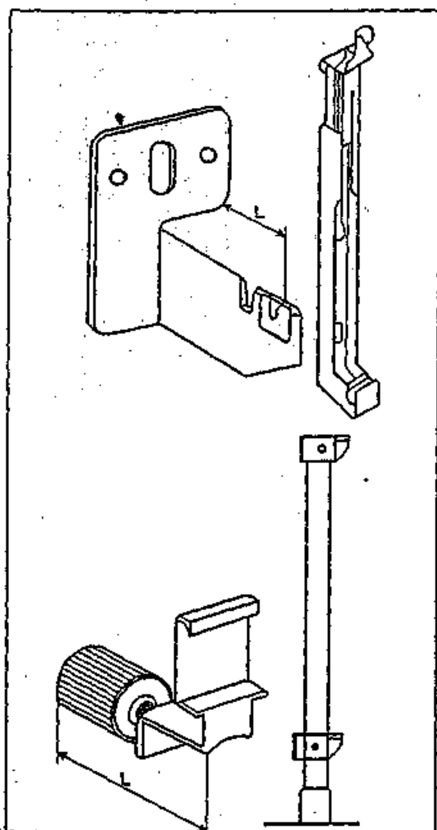


Fig. 6.1.13. Exemple de console, susținătoare și suporturi.

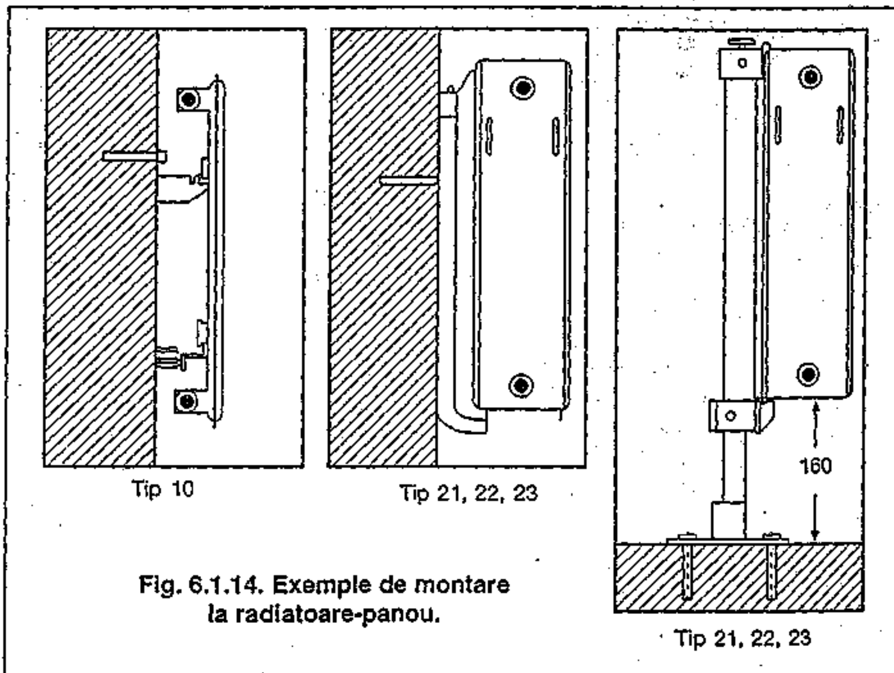


Fig. 6.1.14. Exemple de montare la radiatoare-panou.

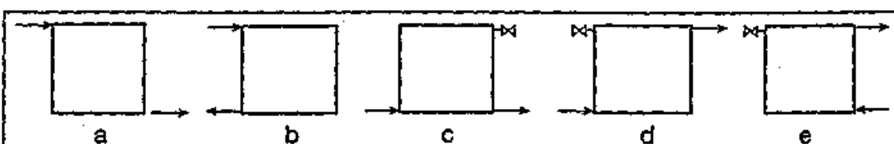


Fig. 6.1.15. Moduri de racordare a corpurilor de încălzire la instalație: *a - sus-jos în diagonală; b - sus-jos pe aceeași parte; c - jos-jos; d - jos-sus în diagonală; e - jos-sus pe aceeași parte.*

diferite medii de temperatură altele decât cea nominală, adimensional, ale cărui valori sunt date în tabelul 6.1.13;

- c_r - coeficient de corecție care ține seama de modul de racordare a corpului de încălzire, ale cărui valori sunt date în tabelul 6.1.14;

Tabelul 6.1.12 Coeficientul de corecție „a" cu numărul de elemente (numai pentru radiatoarele din fontă)						
N	1...10	11...13	14...17	18...24	25...40	41...50
a	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95

- c_m - coeficient de corecție care ține seama de locul de montare a corpului de încălzire, ale cărui valori se pot lua din tabelul 6.1.15 sau din graficul din figura 6.1.16;

- c_h - coeficient de corecție care ține seama de altitudinea (h) deasupra nivelului mării, ale cărui valori sunt date în tabelul 6.1.16 (valorile din tabel nu se aplică convectoarelor);

- c_v - coeficient de corecție care ține seama de culoarea vopselei suprafeței exterioare a corpului de încălzire, diferită de cea normală (considerată a fi vopseaua de culori deschise, fără pigmenți metalici):

Tabelul 6.1.16. Coeficientul de corecție c_h cu altitudinea					
Altitudinea h, în m	0	500	1000	1500	2000
c_h	1,00	0,97	0,95	0,93	0,91

- pentru corpurile de încălzire livrate gata vopsite de producător, c_v = 1,0
- pentru corpurile de încălzire vopsite pe șantier se aplică valorile c_v din tabelul 6.1.17.

Exemplul de calcul 1

Se calculează mărimea radiatorului din fontă tip 624/4 necesar într-o încăpere cu temperatura interioară t_i = 20 °C, al cărei necesar de căldură este Q = 1525 W. Agentul termic este apa caldă cu parametrii t_d / t_i = 95/75 °C. Altitudinea localității H = 500 m deasupra nivelului mării. Radiatorul se racordează normal la instalație și se montează liber pe peretele exterior, sub fereastră.

Tabelul 6.1.17. Coeficientul de corecție c_v relativ la vopsea		
Felul vopselei	Fără pigmenți metalici	Cu pigmenți metalici
c_v	1,00	0,90

Se determină numărul preliminar de elemente aplicând relația 6.1.1, în care:

- puterea termică nominală pe element Φ_n = 128 W/elem (tab. 6.1.2);
- coeficienții de corecție:

c_t - se extrage din tabelul 6.1.13 în funcție de exponentul n = 4/3 și parametrii agentului termic; t_d / t_i = 95/75 °C, obținându-se c_t = 1,11;

c_r = 1,0 pentru racordare normală sus-jos, din tabelul 6.1.14;

c_m = 1,0 pentru montare liberă, pe perete exterior sub fereastră, din tabelul 6.1.15;

c_h = 0,97 pentru altitudinea h = 500 m, din tabelul 6.1.16;

c_v = 1,0 pentru vopsire normală a corpului de încălzire, din tabelul 6.1.17.

Se obține:

$$N' = \frac{1525}{128 \cdot 1{,}11 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}97 \cdot 1} = 11{,}06 \text{ elemente}$$

Din tabelul 6.1.12 se ia valoarea coeficientului de corecție a = 0,99 cores-

Tabelul 6.1.13. Coeficientul de corecție c_t cu diferența medie de temperatură									
Temperatura agentului termic t_d / t_i [°C]	Temperatura interioară a încăperii t_i, în °C								
	5	10	12	15	16	18	20	22	25
La corpuri de încălzire cu exponentul n = 4/3									
90/70	1,35	1,23	1,18	1,11	1,09	1,04	1,00	0,96	0,89
95/75	1,47	1,35	1,3	1,23	1,2	1,16	1,11	1,07	1,00
85/65	1,23	1,11	1,07	1,00	0,98	0,93	0,89	0,85	0,78
70/55	0,94	0,84	0,80	0,73	0,71	0,67	0,63	0,59	0,54
55/45	0,68	0,58	0,54	0,49	0,47	0,43	0,4	0,36	0,31
La corpuri de încălzire cu exponentul n = 1,3									
90/70	1,34	1,22	1,18	1,11	1,09	1,04	1,00	0,96	0,89
95/75	1,45	1,34	1,29	1,22	1,20	1,15	1,11	1,07	1,00
85/65	1,22	1,11	1,07	1,00	0,98	0,94	0,89	0,85	0,79
70/55	0,95	0,84	0,8	0,74	0,72	0,68	0,64	0,60	0,54
55/45	0.69	0,59	0,55	0,50	0,48	0,44	0,41	0,37	0,32

Tabelul 6.1.15. Coeficientul de corecție c_m cu montarea				
Condiții de montare	50 / 120	50	P.E.	40 / h_s / 100
c_m	1,00	0,97	0,95	vezi Fig. 6.1.16
Condiții de montare	70...150	25...150	150	P.I.
c_m	0,97	0,91	0,91	0,91

Tabelul 6.1.14. Coeficientul de corecție c_r cu racordarea *) Mod de racordare permis la corpurile a căror lungime nu depășește 1,2 m. **) Valabil numai pentru apă având t_d < 100 °C.						
Corpul de încălzire		Modul de racordare				
Radiatoare din fontă	coloane eliptice	1,0	1,0*	0,88	0,75	0,75
	coloane circulare	1,0	1,0*	0,88	0,65	0,65
Convectoradiatoare-panou CRP		1,0	1,0*	0,95	0,62	0,62
Registre		1,0	—	—	—	0,8**
Serpentine		1,0	1,0	—	0,95	0,95

punzător celor 11 elemente ale corpului de încălzire, calculându-se numărul de elemente final al corpului de încălzire:

$$N = \frac{N'}{a} = \frac{11{,}06}{0{,}99} = 11{,}18 \text{ elem., care se}$$

rotunjește la 11 elem.

Radiatorul de tipul 624/4 va avea 11 elemente și o putere termică instalată:

$$\Phi_{inst} = Q\frac{11}{11{,}18} = 1500 \text{ W}$$

Exemplul de calcul 2

Se calculează mărimea radiatorului din aluminiu BIMETAL C 500 necesar pentru situația descrisă la exemplul 1, cu singura deosebire că radiatorul se montează pe un perete exterior fără fereastră.

Rezolvare

Se determină numărul de elemente aplicându-se relația 6.1.1, în care:

- puterea termică nominală pe element Φ_n = 154,2 W/elem din tabelul 6.1.3 pentru radiatorul C 500;

coeficienții de corecție au valorile:

c_t = 1,11, se ia din tabelul 6.1.13 în funcție de exponentul n = 1,33 și parametrii agentului termic t_d / t_i = 95 / 75 °C;

c_m = 0,95 pentru montare liberă, pe peretele exterior fără fereastră, din tabelul 6.1.15;

c_h = 0,97 pentru altitudini h = 500 m;

c_v = 1,0 pentru vopsire normală.

Se obține:

$$N' = \frac{1525}{154 \cdot 1{,}11 \cdot 1 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}97 \cdot 1} = 9{,}67 \text{ elem.}$$

care se rotunjește la 10 elemente; rezultă radiatorul BIMETAL C 500-10 elemente, care are puterea instalată:

$$\Phi_{inst} = Q\frac{10}{9{,}67} = 1577 \text{ W}$$

6.1.9.2.2 Varianta cunoașterii puterii termice nominale pe unitate de lungime

Lungimea L a corpului de încălzire se calculează cu relația:

$$L = \frac{Q}{\Phi_n \cdot c_t \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad \text{[m]} \qquad (6.1.2)$$

în care:

– Φ_n este puterea termică nominală pe unitate de lungime [W/m], care se ia din norme, instrucțiuni, agremente, prospecte.

- c_t, c_r, c_m, c_h, c_v - coeficienții de corecție aleși din tabele conform indicațiilor de la § 6.1.9.2.1.

Obs. Din diagrama de fabricație a corpului de încălzire se alege corpul care are lungimea cea mai apropiată de cea rezultată prin calcul.

Exemplul de calcul 3

Se calculează mărimea radiatorului Plattella 600, tip 10 necesar pentru situația descrisă la exemplul 1, cu singura deosebire că radiatorul se va monta în nișă, deasupra lui lăsându-se distanța liberă h_Δ = 80 mm.

Se determină lungimea radiatorului cu relația 6.1.2., în care:

- puterea termică nominală pe metru Φ_n = 810 W/m, pentru radiatorul Plattella 600, tip 10 se ia din tabelul 6.1.5.
- coeficienții de corecție au valorile:

c_t = 1,11 din tabelul 6.1.13, în funcție de exponentul n = 1,30 și parametrii t_d / t_i = 95/75 °C;

c_r = 1,0 pentru racordare normală;

c_m = 0,98 pentru montare în nișă cu h_Δ = 80 mm, din tabelul 6.1.15 și fig. 6.1.14;

c_h = 0,97 pentru altitudinea h = 500 m, din tabelul 6.1.16;

c_v = 1,0 pentru radiator gata vopsit.

Se obține:

$$L = \frac{Q}{\Phi_n \cdot c_t \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} = \frac{1525}{810 \cdot 1{,}11 \cdot 1 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}97 \cdot 1} = 1{,}784 \text{ m}$$

Cel mai apropiat radiator din gama de fabricație are lungimea L = 1680 mm.

Se alege radiatorul Plattella 600, tip 10 cu L = 1680 mm, cu o putere instalată:

$$\Phi_{inst} = 1525\frac{1680}{1784} = 1436 \text{ W}$$

6.1.9.2.3 Varianta cunoașterii puterii termice nominale Φn [W/corp] a fiecărei tipodimensiuni de corp de încălzire

În acest caz, se alege din documentația tehnică a produsului acea tipodimensiune de corp de încălzire care satisface relația:

$$\Phi_n = \frac{Q}{c_t \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad \text{[W/corp]} \qquad (6.1.3.)$$

în care coeficienții de corecție respectivi se stabilesc conform indicațiilor anterioare.

6.1.9.2.4 Varianta cunoașterii puterii termice Φ [W/corp] a fiecărei tipodimensiuni de corp de încălzire

Când în documentația tehnică a produsului se găsește întabelată însăși puterea termică a fiecărei tipodimensiuni Φ în W/corp, în condițiile de temperaturi ale agentului termic t_d/t_i și temperaturii interioare t_i din proiect, atunci se ia acea tipodimensiune care satisface relația:

$$\Phi = \frac{Q}{c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad \text{[W/corp]} \qquad (6.1.4.)$$

în care coeficienții de corecție respectivi se stabilesc conform indicațiilor anterioare.

6.1.9.2.5 Varianta înlocuirii unor corpuri de încălzire existente

Când se operează înlocuirea unor corpuri de încălzire în instalații existente, fără ca necesarul de căldură al încăperilor Q să se fi modificat, se poate utiliza una din formulele de echivalare termică următoare:

- fie suprafața echivalentă termic S_{echiv} (dacă se cunoaște):

$N_I = N_E\,(S_{echiv\,E} / S_{echiv\,I})$ (6.1.5.)

- fie puterea termică nominală Φ_n:

$N_I = N_E\,(\Phi_{nE} / \Phi_{nI})$ (6.1.6.)

în care:

- I este indice reprezentând corpul de încălzire înlocuitor
- E - indice reprezentând corpul de încălzire existent.

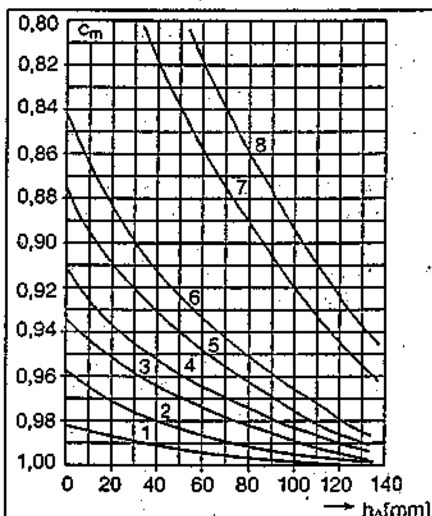


Fig. 6.1.16. Valorile coeficientului de corecție c_m, în funcție de tipul corpului de încălzire și de distanța liberă de deasupra lui h_Δ, în cazul montării în nișă (după DIN 4703/3):

1 - radiator din elemente tubulare;
2 - radiator cu elemente din fontă sau din tablă de oțel;
3 - radiator-panou tip 10;
4 - radiator-panou tip 11;
5 - radiator-panou tip 20;
6 - radiator-panou tip 30;
7 - radiator-panou tip 22;
8 - radiator-panou tip 33.

6.2. Cazane

6.2.1. Clasificarea cazanelor

Cazanele utilizează căldura obținută prin arderea combustibilului în focare proprii, căldura recuperată din gazele fierbinți rezultate dintr-un proces tehnologic sau folosesc energia electrică pentru producere de apă caldă, apă fierbinte sau abur.

Cazanele cu focar propriu reprezintă un ansamblu de suprafețe de transfer de căldură între gazele de ardere ca agent termic primar și apa, aerul sau aburul, ca agent termic secundar. Sunt însoțite de instalația de ardere a combustibilului (arzător sau grătar) și de diverse aparate anexe, inclusiv cele de comandă, reglare, protecție și automatizare.

Clasificarea cazanelor se poate face după:

• *natura fluidului produs,* respectiv presiunea și temperatura de regim, în cazane de: apă caldă, apă fierbinte sau abur.

Prin *„cazan de apă caldă"* se înțelege instalația care produce apă caldă la o temperatură de cel mult 115 °C și este utilizată în afara instalației, în circuit închis. Frecvent se utilizează apa caldă 90/70 °C, cu 70 °C la intrare și 90 °C la ieșirea din cazan și presiuni între 2 și 10 bar.

Prin *„cazan de apă fierbinte"* se înțelege instalația care produce apă fierbinte la o presiune mai mare decât cea atmosferică, temperatura de peste 115 °C și este utilizată în afara acestei instalații. Frecvent se utilizează apa fierbinte cu temperaturile de 150/70 °C și presiune între 6 și 15 bar.

Prin *„cazan de abur"* se înțelege instalația care produce abur la o presiune mai mare decât cea atmosferică și este utilizat în afara acestei instalații.

• *natura combustibilului utilizat,* în cazane alimentate cu combustibil gazos, lichid, solid sau mixte (alimentate alternativ cu doi combustibili).

• *natura materialului* din care sunt executate suprafețele de transfer de căldură pot fi cazane din: oțel, fontă, cupru etc.

• *spațiul prin care circulă gazele de ardere și apa (aburul),* în cazane ignitubulare (cu țevi de fum), unde gazele de ardere circulă prin țevi și apa în exterior, și cazane acvatubulare (cu țevi de apă), unde apa circulă prin interiorul suprafeței de transfer de căldură și gazele de ardere la exterior.

• *modul de construcție,* în cazane cu focar tubular sau focar cameră, cu unul sau mai multe tambururi, cazane cu suprafețe de transfer de căldură din țevi netede, cu suprafețe nervurate, în spirală, din țevi cu aripioare, secționate, cu suprafețe speciale, așezate orizontal sau vertical etc.

• *natura consumatorilor,* în cazane pentru scopuri gospodărești (încălzire, apă caldă de consum, ventilare etc.) și cazane pentru scopuri tehnologice (spălare, uscare, umidificare etc.).

6.2.2. Criterii privind execuția și alegerea cazanelor

Riscurile și gravitatea accidentelor produse la instalațiile de cazane și la recipientele care lucrează sub presiune au impus apariția unor reglementări cu caracter legal, a unor reguli tehnice obligatorii, privind concepția, execuția, instalarea și exploatarea cazanelor. Acestea sunt legi și decrete specifice instalațiilor care lucrează sub presiune precum și instrucțiuni tehnice de profil cuprinse în „Prescripțiile tehnice, colecția ISCIR", printre care:

C1 - pentru proiectarea, execuția, montarea, repararea, instalarea exploatarea și verificarea cazanelor de abur și cazanelor de apă fierbinte;

C10 - prinvind încercările în vederea omologării cazanelor de abur și a cazanelor de apă fierbinte;

C30 - pentru proiectarea, execuția, instalarea, repararea și verificarea cazanelor mici de abur;

C31 - pentru proiectarea, execuția, montarea, instalarea, exploatarea, repararea și verificarea cazanelor de abur de joasă presiune și a cazanelor de apă caldă.

Aceste prescripții, ca și multe altele, stabilesc atât condițiile generale în care se pot construi, executa, instala, exploata și verifica instalațiile care lucrează sub presiune cât și responsabilitățile ce revin celor care execută astfel de lucrări, fiind în același timp obligatorii.

Din varietatea mare de tipuri constructive, la alegerea tipului optim de cazan, pe lângă calculele tehnico-economice, se au în vedere și următoarele criterii:

a. Materialul de bază din care este executat cazanul: fontă sau oțel. Cele din fontă au un consum mare de metal (pereți groși obținuți prin turnare), sunt mai grele, dar rezistă la coroziuni și variații de temperatură; au suprafețe mari de transfer de căldură (suprafețe nervurate) raportate la volumul ocupat și, mai ales, au o durată mare de funcționare (dublă sau triplă, față de cele din oțel). Cazanele din oțel sunt mai ieftine, fiind mai ușor de realizat, din țevi simple, plăci, țevi cu aripioare etc.

Oțelul permite realizarea, de asemenea, și a „cazanelor cu condensație" la care, prin intermediul unor suprafețe specifice de căldură (plăci profilate, țevi cu aripioare etc.), se asigură condensarea parțială sau totală a vaporilor de apă din gazele de ardere. De asemenea, oțelul permite realizarea transferului termic prin țevi subțiri, netede, prevăzute cu „turbulizatoare" detașabile și, totodată, o curățire mai ușoară de funingine.

b. Combustibilul utilizat, gazos, lichid sau solid, este un factor de bază în alegerea unui anumit tip de cazan.

Toate tipurile de cazane pot utiliza, cu bune rezultate, gazele naturale datorită avantajelor pe care le prezintă acest tip de combustibil: ardere completă; în mod normal nu produce funingine iar produsele nocive din gazele de ardere (CO și NO) sunt neglijabile.

Combustibilul lichid utilizat în focarele cazanelor este cel de tip M, pentru scopuri neindustriale, STAS 177, combustibil lichid ușor (CLU), STAS 54, și combustibil lichid greu (păcura), STAS 51

La cazanele mici de apă caldă (până la 70 kW) este indicată utilizarea combustibilului lichid de tip M, care nu produce cocsificări și are un conținut redus de funingine în gazele de ardere.

Utilizarea combustibilului lichid ușor necesită curățirea periodică de depuneri a arzătoarelor.

Cazanele mari (peste 5000 kW) pot utiliza și păcura, cu condiția asigurării unor instalații suplimentare de preîncălzire, pentru transportul și pulverizarea ei, în procesul de ardere.

Utilizarea combustibilului solid sub formă de lemne, deșeuri vegetale, cărbune superior (huilă, antracit, brichete etc) se face în cazane mici iar lignitul (cărbune inferior existent în proporție mare la noi) numai în cazanele energetice mari.

c. Randamentul termic în exploatare trebuie să fie cât mai ridicat, peste 90 %, pentru combustibil lichid și gazos, cu temperaturi ale gazelor de ardere la coș, reduse, de până la 150-180 °C. În ultimii ani s-au dezvoltat intens „cazanele cu condensație" care au randamente de 95-105 % (raportate la puterea calorică inferioară).

d. Aparatele anexe - de reglare, protecție și automatizare (care asigură funcționarea automată a cazanului, fără supraveghere permanentă); pompele, vasele de expansiune închise, instalațiile de tiraj, arzătoare etc. sunt, de asemenea, elemente de bază care se au în vedere la alegerea cazanelor.

6.2.3. Cazane de apă caldă

Acestea mai sunt numite și „cazane de încălzire" și sunt utilizate pentru încălzire și prepararea apei calde de consum necesară clădirilor civile, industriale și agrozootehnice.

6.2.3.1 Cazane de apă caldă ignitubulare orizontale

Cazanele de apă caldă ignitubulare (cu țevi de fum), la care gazele de ardere circulă prin țevi și apa, în exterior, sunt executate, de obicei, din oțel. Au un focar tubular și unul sau mai multe fascicole de țevi care reprezintă drumurile convective.

În figura 6.2.1 se reprezintă schema unui cazan ignitubular orizontal, cu două drumuri pentru gazele de ardere (din care unul în țevile convective). Cazanul este dotat cu un arzător cu aer insuflat, pentru combustibil lichid sau gazos, cu tub de flacără lung (de obicei reglabil) care asigură dezvoltarea flăcării în tot focarul și arderea în suprapresiune. Gazele de ardere formate în focar se întorc pe lângă pereții focarului, ajung la partea din față unde ușa de închidere le obligă să intre în țevile fasciculului convectiv, fiind apoi colectate, la partea din spate a cazanului, și apoi evacuate în exterior prin coș. În interiorul fasciculului convectiv se află „turbulizatoare" în spirală sau în zig-zag care intensifică transferul de căldură între gazele de ardere și țevi. Apa intră pe la partea inferioară (sau superioară), se încălzește și este trimisă la consumatori.

Din această categorie fac parte: cazanele SE 615 produse de firma BUDERUS (fig. 6.2.2. și tab. 6.2.1.); cazanele C.M.I. produse de S.C. SIETA - Cluj Napoca (tab 6.2.2.); cazanele COMPACT (fig. 6.2.3. și tab. 6.2.3.) produse de firma ACV - Belgia.

Cazanele ignitubulare orizontale, cu focar tubular neted cu trei drumuri pentru gazele de ardere, produse de S.C. VULCAN S.A. București sub denumirea de cazane SIGMA, au caracteristicile tehnice centralizate în tabelul 6.2.4. Utilizează drept combustibil: motorina, combustibil lichid tip M, CLU și gaze naturale.

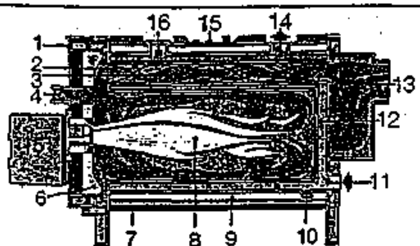


Fig. 6.2.1. Cazan ignitubular orizontal cu două drumuri:
1 - ușă frontală; 2 - țevile sistemului convectiv; 3 - turbulizator; 4 - vizor; 5 - arzător; 6 - izolația termică a ușii; 7 - manta; 8 - focar; 9 - izolația termică a cazanului;10 - golire; 11 - racord apă întoarcere; 12 - circuitul apei; 13 - cutia de fum; 14 - racord apă ducere;15 - tablou de comandă; 16 - racorduri auxiliare de apă caldă.

Un cazan, tot orizontal, cu trei drumuri pentru gazele de ardere (executat de firma VIESSMANN este tipul PAROMAT - TRIPLEX - RN (fig. 6.2.4. și tab. 6.2.5.) unde țevile profilate, cu pereți dubli, împiedică condensarea vaporilor de apă, din gazele de ardere, pe pereții interiori ai suprafețelor de transmisie a căldurii.

Tipurile mai moderne de cazane orizontale ignitubulare au o suprafață de transmisie a căldurii, amplasată în

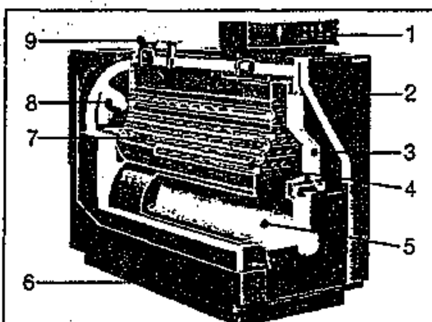


Fig. 6.2.2. Cazan de apă caldă SE 615 (BUDERUS-Germania):
1 - tablou de comandă; 2 - manta; 3 - izolația termică a cazanului; 4 - țevi de fum; 5 - focar; 6 - suport; 7 - turbulizator; 8 - cutia de fum; 9 - racorduri de apă caldă.

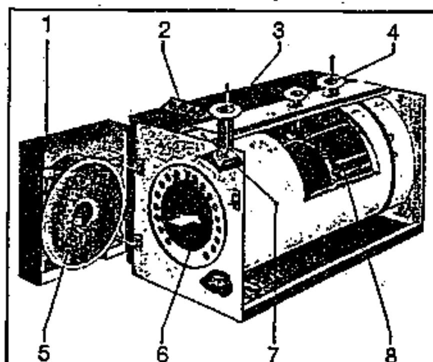


Fig. 6.2.3. Cazan de apă caldă COMPACT (ACV-Belgia):
1 - ușă focar; 2 - tablou de comandă; 3-racord apă întoarcere; 4 - racord apă ducere; 5 - fibră ceramică; 6 - focar; 7 - izolația termică a cazanului; 8 - țevi de fum cu turbulizatoare în spirală.

Tabelul 6.2.1. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă SE 615

Tip cazan / Demunire	U.M.	200	250	320	370	480	540	600
Puterea termică nominală	kW	200	250	320	370	480	540	600
Conținutul de apă	l	489	489	725	785	738	738	738
Dimensiuni								
- lungime	mm	2 100	2 100	2250	2 250	2410	2410	2410
- lățime	mm	800	800	890	890	890	890	890
- înălțime	mm	1538	1538	1723	1723	1723	1723	1723
Masă	kg	920	920	1 180	1 180	1280	1280	1280

Tabelul 6.2.2. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă CMI (SIETA - Cluj Napoca)

Tip cazan / Demunire	U.M.	CMI 16	CMI 30	CMI 40	CMI 50	CMI 70	CMI 90	CMI 12(
Puterea termică nominală	kW	18,6	35	46	58	81	105	140
Combustibil utilizat	—	gaze naturale, motorină, lichid ușor						
Dimensiuni								
- lungime	mm	1440	1540	1640	1790	1980	2180	2340
- lățime	mm	650	690	690	690	800	800	800
- înălțime	mm	940	960	960	960	1060	1060	1060
Masă	kg	250	300	320	326	440	500	515

Tabelul 6.2.3. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă COMPACT (ACV - Belgia)

Tip cazan / Demunire	U.M.	CA 100	CA 150	CA 200	CA 250	CA 300	CA 400	CA 500	CA 600	CA 800
Puterea termică nominală	kW	74 - 100	115 - 140	185 - 235	291 - 314	349 - 384	465 - 512	582 - 640	698 - 756	930 - 1012
Conținutul de apă	l	102	122	150	350	400	630	650	800	920
Combustibilul utilizat	—	lichid tip M, STAS 177 sau gaze naturale STAS 3317								
Dimensiunea										
- lungime	mm	1295	1495	1795	1730	1880	2190	2270	2290	2370
- lățime	mm	796	796	796	890	890	1100	1100	1200	1300
- înălțime	mm	1000	1000	1000	1160	1160	1365	1365	1520	1620
Masă	kg	360	425	515	710	770	1075	1185	1465	1570

focar, prin care se întorc gazele de ardere către partea din faţă şi apoi intră prin ţevile sistemului convectiv. Pe acest principiu funcţionează cazanele VITOLA-BIFERAL (fig. 6.2.5. şi tab. 6.2.6.), produse de firma VIESSMANN, care au suprafeţe nervurate atât în focar cât şi în ţevile sistemului convectiv. Toate suprafeţele de transmisie a căldurii, ale cazanului, inclusiv peretele de întoarcere al camerei de ardere, sunt realizate cu înveliş dublu care împiedică condensarea vaporilor de apă, din gazele de ardere, pe suprafeţele răcite cu apă. Prin prevederea unei decupări, între capul de ardere şi focar, are loc recircularea unei părţi din gazele de ardere care face ca procesul de ardere să se producă la temperaturi mai reduse, cu procente de NO substanţial reduse.

Cazane ignitubulare orizontale morne, cu piesa de întoarcere a gazelor, în focar, a construit S.C. TUBAL S.A. (fig. 6.2.6. şi tab. 6.2.7.). Sistemul convectiv este alcătuit din ţevi simple, prevăzute cu turbulizatori în zig-zag şi posibilităţi de curăţire periodică. Uşa frontală este izolată termic cu plăci din fibre ceramice care asigură temperaturi

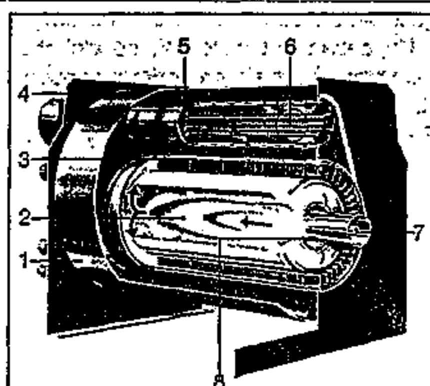


Fig. 6.2.5. Cazan de apă caldă VITOLA-BIFERRAL (VIESSMANN-Germania):
1 - corp cazan; 2 - focar; 3 - suprafaţa nervurată în cazan; 4 - manta; 5 - ţeavă cu pereţi dubli; 6 - suprafaţa de încălzire nervurată; 7 - recircularea gazelor de ardere în focar; 8 - capul de ardere al arzătorului.

Tabelul 6.2.4. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă SICMA (VULCAN - Bucureşti)

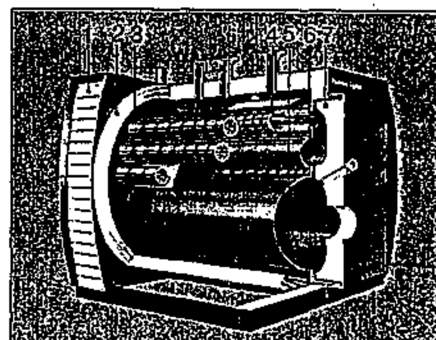
Tip cazan / Demunire	U.M.	0,12	0,16	0,35	0,45	0,70	1,1
Puterea termică nominală	kW	140	185	400	520	800	1 250
Dimensiunea							
- lungime L	mm	1 540	1 800	2 440	2 700	2 960	3 300
- lăţime B	mm	700	700	1 200	1 200	1 320	1 320
- înălţime H	mm	1 210	1 210	1 450	1 450	1 510	1 590
Presiunea de lucru	bar	2	2	6	6	6	6
Masă	kg	825	971	2 045	2 200	2 462	3 090

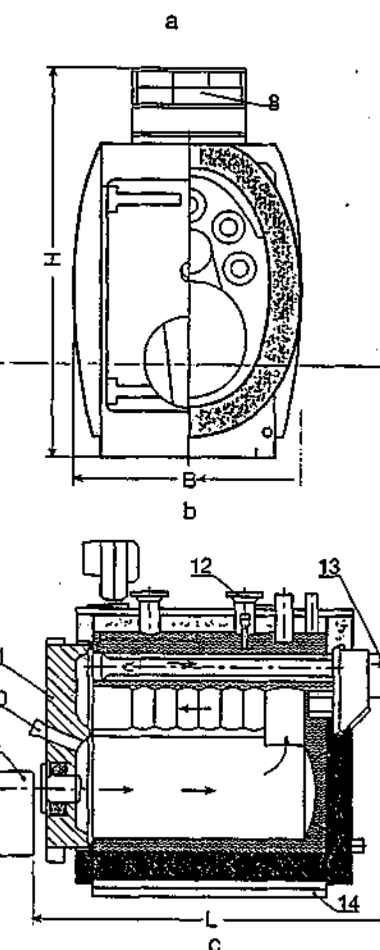
Tabelul 6.2.5. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă PARAMAT-TRIPLEX (VIESSMANN - Germania)

Tip cazan / Demunire	U.M.	PT 70	PT 90	PT 150	PT 250	PT 400	PT 500	PT 625	PT 780	PT 795	PT 1220
Puterea termică nominală	kW	70 - 80	90 - 105	150 - 170	250 - 285	400 - 460	500 - 575	625 - 720	780 - 895	975 - 1 120	1 220 - 1 400
ombustibil utilizat	gaze naturale sau combustibil lichid										
Dimensiuni											
- lungime L	mm	1 325	1 425	1 535	1 705	2 067	2 146	2 221	2 335	2 487	2 527
- lăţime B	mm	727	727	848	929	1 035	1 020	1 020	1 122	1 122	1 260
- înălţime H	mm	1 413	1 413	1 544	1 607	1 746	2 066	2 066	2 270	2 270	2 510
Presiunea de lucru	bar	4	4	4	4	4	6	6	6	6	6
Conţinutul de apă	l	162	173	278	353	585	916	907	1 250	1 320	1 583
Masă	kg	381	436	591	824	1 140	1 582	1 732	2 200	2 433	2 858

Tabelul 6.2.6. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă VITOLA-BIFERRAL RA (VIESSMANN - Germania)

Tip cazan / Demunire	U.M.	V14 - 17	V18 - 21	V22 - 27	V29 - 34	V35 - 43	V46 - 55	V58 - 57
Puterea termică nominală	kW	14 - 17	18 - 21	22 - 27	29 - 34	35 - 43	46 - 55	58 - 57
Combustibil utilizat	gaze naturale, combustibil lichid tip M, STAS 177 - 89							
Dimensiuni								
- lungime	mm	495	589	655	753	795	927	1 031
- lăţime	mm	521	521	573	573	607	658	658
- înălţime	mm	598	598	625	657	685	729	729
Presiunea de lucru	bar	3	3	3	3 -	---3	3	3
Conţinutul de apă	l	54	64	88	104	104	133	151
Masă	kg	105	120	144	175	215	285	314


a



b

c

Fig. 6.2.4. Cazan de apă caldă PAROMAT-TRIPLEX RN (VIESSMANN-Germania):
a - secţiune longitudinală;
b - secţiune şi vedere din faţă;
c - schemă funcţională;
1 - manta; 2 - izolaţia termică a cazanului; 3 - cutie de fum; 4 - ţevi de fum profilate, cu pereţi dubli anticorosivi; 5 - focar; 6 - cilindru de postardere; 7 - corp cazan; 8 - tablou de comandă; 9 - arzător; 10 - vizor; 11 - uşa frontală; 12 - racorduri agent termic; 13 - evacuare gaze de ardere; 14 - susţinere.

sub 50 °C pe pereţii exteriori.

Cazanele funcţionează cu combustibili gazoşi sau lichizi şi sunt dotate cu arzătoare din import.

6.2.3.2 Cazane de apă caldă ignitubulare verticale

Au un focar tubular sau tip cameră, răcit cu apă, sau un singur drum convectiv executat cu ţevi din oţel sau cupru, verticale. De obicei, sunt dotate cu arzătoare autoaspirante (atmosferice) pentru gaze naturale. Pot avea, de asemenea, o serpentină care înfăşoară ţevile de fum şi în care se produce apa caldă de consum sau li se poate ataşa un boiler. Pe acest principiu funcţionează cazanele DOMINA (fig. 6.2.7. şi tab. 6.2.8.) produse de firma FERROLI din Italia sau cazanele PROMETEU (tab. 6.2.9.) produse de firma CTMC din Iaşi.

Cazanele cu ţevi de fum verticale, dotate cu arzătoare cu aer insuflat, pentru combustibil lichid sau gaze naturale, pot fi astfel concepute încât să poată prepara atât apa caldă pentru încălzit cât şi apa caldă de consum. Un exemplu îl constituie cazanul HEAT MASTER (fig. 6.2.8. şi tab. 6.2.10) produs de firma ACV - Belgia, în care boilerul este încorporat în cazan în jurul ţevilor de fum

Suprafaţa sa ondulată, din inox, are rolul să împiedice aderarea calcarului la pereţii săi. Transmisia căldurii de la gazele de ardere către apa din boiler se face prin intermediul unui fluid neutru (circuitul de încălzire) aşa că materialul nu se mai încălzeşte iar crusta de piatră se reduce la minimum, ceea ce asigură longevitate, fiabilitate şi performanţa în funcţionare.

6.2.3.3 Cazane de apă caldă acvatubulare din fontă

Cazanele de apă caldă acvatubulare, unde apa circulă prin ţevi sau prin

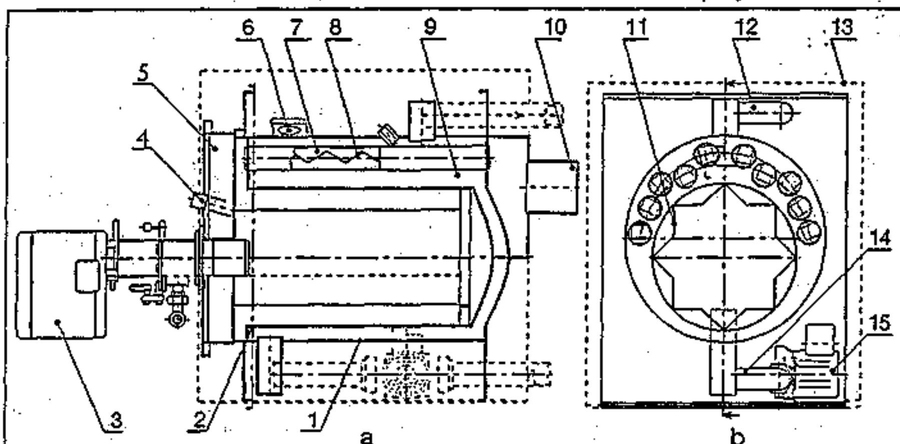


Fig. 6.2.6. Cazan de apă caldă TUBAL-Bucureşti:
a - secţiune longitudinală; b - secţiune transversală;
1 - corp cazan; 2 - focar; 3 - arzător; 4 - vizor; 5 - izolaţie termică uşă frontală; 6 - izolaţia termică a cazanului; 7 - ţevi de fum; 8 - turbulizator; 9 - apă în cazan; 10 - racord pentru evacuare gaze de ardere; 11 - cutie întoarcere gaze de ardere în focar; 12 - racord apă ducere; 13 - manta; 14 - racord apă întoarcere; 15 - pompă circulaţie.

Tabelul 6.2.7. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă TUBAL

Denumire \ Tip cazan	U.M.	T 20	T 30	T 40	T 60	T 100	T 150	T 200
Puterea termică nominală	kW	23,3	34,9	47,5	69,8	116,3	174,5	233
Combustibil utilizat		gaze naturale sau combustibil lichid tip M						
Dimensiuni								
- lungime	mm	650	770	780	955	1 360	1 780	2 200
- lăţime	mm	570	530	580	715	830	940	1 120
- înălţime	mm	760	670	700	925	920	1 020	1 230
Presiunea de lucru	bar	3	3	3	3	4	4	4
Conţinutul de apă (aproximativ)	l	20	24	38	58	94	142	208
Temperatura gazelor la coş	°C	170 - 180	150 - 165	160 - 165	165 - 175	170 - 180	165 - 170	175 - 180
Randamentul termic garantat	%	91	92	92	92	91	92	91
Masă (aproximativ)	kg	96	110	140	212	338	493	786

Tabelul 6.2.8. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă DOMINA (FERROLI - Italia)

Denumire		U.M.	F24E	OASI F24E	F30E	OASI F30E
Puterea termică nominală încălzire (Pn)	min-max	kW	9,7-23,8	9,7-23,5	12,7 - 30	12,7 - 30
Randament (Pn)		%	92,2	91	90,5	90,5
Presiune de lucru încălzire	min-max	bar	1-3	1-3	1-3	1-3
Presiune max. de lucru a.c.c.		bar	6	6	6	6
Capacitate vas de expansiune		l	7	6	10	10
Conţinutul de apă cazan		l	2	1,5	2,3	1,7
Capacitate boiler		l	-	55		65
Debitul max a.c.c. ΔT 30 °C		l/min	11,3	-	14,3	-
Debitul max a.c.c. ΔT 30 °C		l/h	-	700	-	900
Debitul specific a.c.c. ΔT 30 °C		l/10'	-	150	-	190
Dimensiuni	Înălţime	mm	720	800	720	800
	Lăţime	mm	460	600	460	600
	Adâncime	mm	270	370	360	450
Masa netă		kg	38	52	48	60

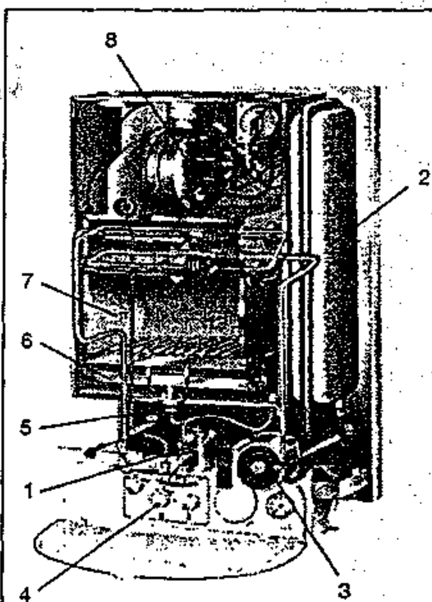


Fig. 6.2.7. Cazan de apă caldă DOMINA (FERROLI-Italia):
a - vedere frontală;
b - vedere laterală stânga;
1 - robinet de gaz; 2 - vas de expansiune închis; 3 - pompă de circulaţie; 4 - tablou; 5 - electrovalvă-gaz; 6 - arzător; 7 - focar; 8 - ventilator.

interiorul suprafeţei de transfer a căldurii iar gazele de ardere prin exterior, se obţin prin asamblarea unor elemente identice care reprezintă o acţiune transversală prin cazan, de unde şi denumirea de „cazane secţionale". Au la

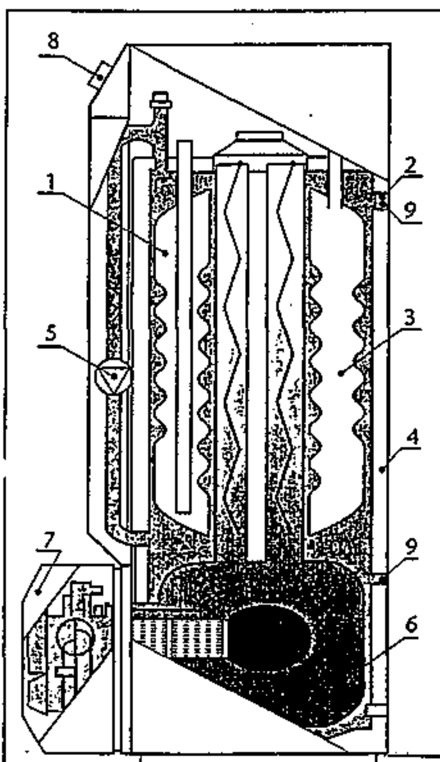


Fig. 6.2.8. Cazan de apă caldă HEAT-MASTER (ACV-Belgia):
1 - boiler; 2 - circuit de încălzire; 3 - ţevi de fum cu turbulizatoare în zig-zag; 4 - izolaţia termică a cazanului; 5 - pompă circulaţie; 6 - focar tubular; 7 - arzător de gaz şi combustibil lichid; 8 - tablou de comandă; 9 - racorduri pentru încălzire.

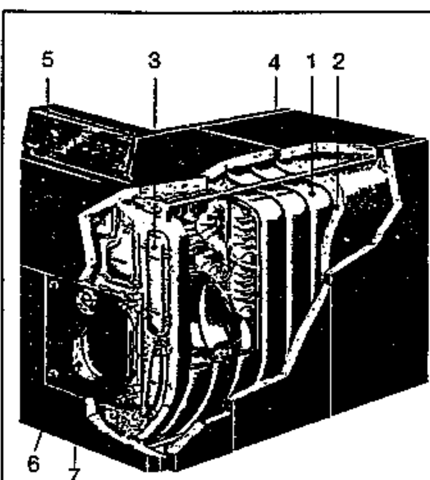


Fig. 6.2.10. Cazan de apă caldă XR4 (CHAPPÉE-Franţa):
1-corpul cazanului; 2-izolaţie termică; 3 - guri de vizitare; 4 - manta demontabilă; 5 - tablou de comandă; 6 - vizor; 7 - placa frontală în care se fixează arzătorul.

capete elemente de închidere „faţă şi spate" iar către capete „elemente de întoarcere" pentru gazele de ardere de pe un drum pe altul.

Cazanele acvatubulare din fontă se obţin prin turnare şi au suprafaţa de transmisie a căldurii mărită la exterior, pe partea gazelor de ardere, prin existenţa unor „proeminenţe" sub formă de ace, conuri, cilindri, trunchiuri de con, prisme etc. Prin turnare se pot obţine elemente secţionale cu 3-5 drumuri pentru gazele de ardere.

În figura 6.2.9 se prezintă elementele secţionate ale cazanelor XR4 produse de firma CHAPPÉE-Franţa iar în fig. 6.2.10 este redat cazanul XR4 ale cărui caracteristici tehnice sunt centralizate în tabelul 6.2.11. Cazanele CHAPPÉE funcţionează cu combustibil lichid sau gazos şi au cinci drumuri pentru gazele de ardere.

6.2.3.4 Cazane de apă caldă acvatubulare din oţel

Sunt executate din ţevi netede sudate înte ele sub formă de cadre identice. Prin intermediul unor platbande metalice sudate pe elemente se obţin cazane monobloc, cu focare tip cameră, cu unul sau mai multe drumuri convective. Fiecare element este legat

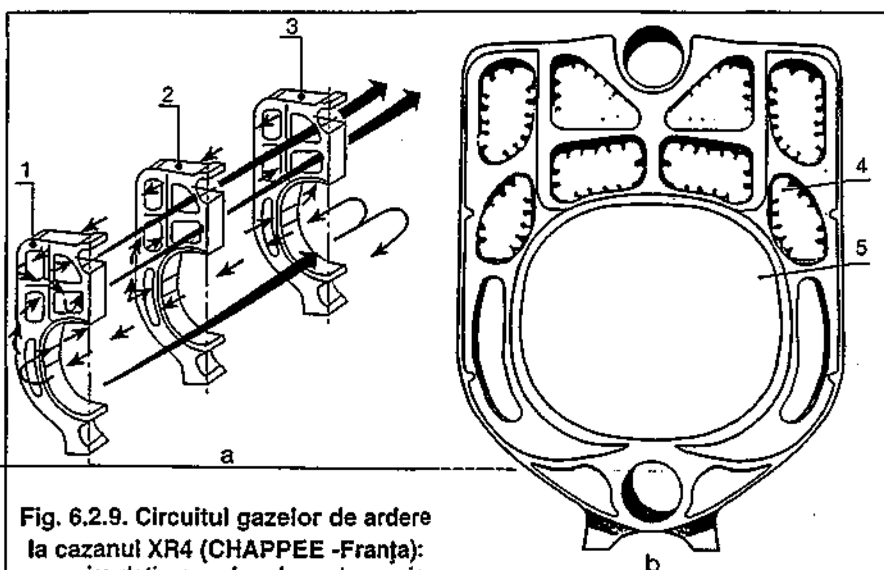


Fig. 6.2.9. Circuitul gazelor de ardere la cazanul XR4 (CHAPPEE -Franţa):
a - circulaţia gazelor de ardere prin focar; b - element de cazan;
1 - element întoarcere faţă; 2 - element de mijloc; 3 - element de întoarcere spate; 4 - sisteme convective; 5 - focar.

Tabelul 6.2.9. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă PROMETEU - Iaşi

Demunire \ Tip cazan	U.M.	PR.MS 24	PR.MS 32	PR.MS 40
Puterea termică nominală	kW	28	37,2	46,5
Dimensiuni				
- lungime	mm	500	540	700
- lăţime	mm	600	600	600
- înălţime	mm	1 000	1 000	1 000
Presiunea de lucru	bar	2	2	2
Conţinutul de apă	l	27	34	45
Masă	kg	93	120	160

Tabelul 6.2.10. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă HEAT MASTER (ACV -Belgia)

Demunire \ Tip cazan	U.M.	HM 30GA	HM 45N	HM 60N	HM 100N
Puterea termică nominală	kW	36,6	55,4	63,9	90,1
Dimensiuni					
- lungime	mm	657	625	625	767
- lăţime	mm	542	542	542	680
- înălţime	mm	1691	1697	1697	2092
Debitul continuu la 45 °C	l/h	900	1361	1570	2215
Presiunea de lucru	bar	3	3	3	3
Masă	kg	190	172	220	320

de colectorul și distribuitorul cazanului prin ștuțuri.

În figura 6.2.11 se prezintă cazanul FI produs de S.C. TERMOFARC din Săcele, cu patru drumuri pentru gazele de ardere. Funcționează cu gaze naturale sau combustibil lichid tip M, dar poate funcționa și cu lemne, brichete sau cărbune superior. În acest caz, în locul arzătorului, se montează o ușă. Țevile inferioare ale elementelor reprezintă grătarul plan al cazanului iar la partea inferioară se află cenușarul. În tabelul 6.2.12 sunt centralizate principalele caracteristici tehnice ale acestor cazane. Pentru combustibil solid puterea termică nominală se reduce cu 30-35 %.

O gamă de cazane acvatubulare, din oțel, moderne, de înalt randament, produce și S.C. ARCOM-IAECA București (fig. 6.2.12 și tab. 6.2.13). Cazanul are focar cameră și un singur drum convectiv. Piesa pentru întoarcerea gazelor de ardere din focar și turbulizatorii în zigzag montați pe drumul covectiv fac ca fluxul termic unitar transmis către apă să fie foarte mare, de 50...55 kW/m². Funcționează cu gaze naturale sau cu combustibil lichid tip M, cu temperaturi la coș reduse, de 150...160 °C și randamente termice de cca 92 %.

pentru gaze naturale.

În figura 6.2.13 este prezentată schema hidraulică a cazanului „de perete" (grup termic) SGME/BI produs de S.C. AUTOMATICA București. Datorită echipamentului pe care-l prezintă aceste cazane (pompe de circulație, vas de expansiune, circuite separate pentru încălzire și apă caldă de consum, aceste cazane pot fi considerate minicentrale termice cu aplicație, în special, la încălzirea locuințelor individuale. Apa aspirată

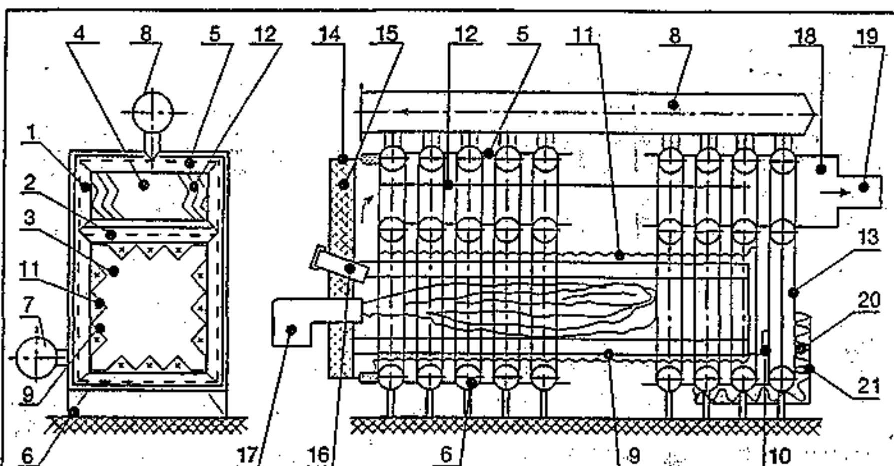


Fig. 6.2.12. Cazan apă caldă (ARCOM-IAECA - București):

1 - țevi exterioare; 2 - țeavă despărțitoare; 3 - focar; 4 - sistem convectiv; 5 - platbandă de legătură; 6 - susținere cazan; 7 - colector; 8 - distribuitor; 9 - piesă întoarcere gaze; 10 - distanțier; 11 - turbulizator în focar; 12 - turbulizator în sistemul convectiv; 13 - element închidere spate; 14 - ușă frontală; 15 - izolație din fibră ceramică; 16 - vizor; 17 - arzător; 18 - colector de gaze; 19 - racord la coș; 20 - izolație termică; 21 - manta.

6.2.3.5 Cazane murale

Sunt cazane mici, ușoare, cu sarcini termice sub 30 kW, care pot fi montate pe pereții încăperilor și asigură atât încălzirea cât și prepararea apei calde de consum pentru o locuință. În general, sunt dotate cu suprafețe de transfer al căldurii, cu țevi cu aripioare și arzătoare atmosferice (autoaspirante)

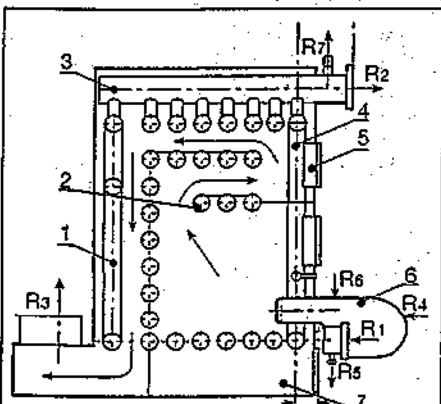


Fig. 6.2.11. Cazan de apă caldă FI S.C. TERMOFARC Săcele:

1 - element de închidere spate; 2 - element de mijloc; 3 - distribuitor; 4 - element de închidere față; 5 - ușă; 6-arzător; 7 - cenușar.

Racorduri: R_1 - intrare apă întoarcere; R_2 - ieșire apă ducere; R_3 - la coș; R_4 - combustibil; R_5 - golire; R_6 - siguranță întoarcere; R_7 - siguranță ducere.

Tabelul 6.2.11. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă XR4 (CHAPPÉE - Franța)

Tip cazan / Demunire	U.M.	406	407	408	409	410	411	412	413	414	415
Puterea termică nominală	kW	135 - 225	170 - 285	210 - 350	245 - 410	280 - 470	320 - 530	360 - 595	390 - 650	430 - 715	465 - 775
Dimensiuni											
- lungime	mm	1 120	1 260	1 400	1 540	1 680	1 820	1 960	2 100	2 240	2 380
- lățime	mm	872	872	872	872	872	872	872	872	872	872
- înălțime	mm	1 201	1 201	1 201	1 201	1 201	1 201	1 201	1 201	1 201	1 201
Conținutul de apă	l	206	238	270	302	334	366	398	430	462	494
Masă	kg	1 148	1 292	1 436	1 589	1 745	1 884	2 028	2 166	2 315	2 445

Tabelul 6.2.12. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă FI-TERMOFARC

Tip cazan / Demunire	U.M.	FI 8	FI 9	FI 10	FI 11	FI 12	FI 13	FI 14
Puterea termică nominală	kW	40,7	44,8	48,8	52,3	55,8	59,9	64
Număr de elemente	buc.	8	9	10	11	12	13	14
Dimensiuni: L	mm	1 000	1 080	1 160	1 240	1 320	1 400	1 480
Conținutul de apă	l	80	93	106	115	123	132	140
Greutatea	kg	300	321	342	362	383	403	425

Tabelul 6.2.13. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă ARCOM-IRECA

Tip cazan / Demunire	U.M.	AR 6	AR 7	AR 8	AR 9	AR 10
Puterea termică nominală	kW	46,5	54,7	62,8	72	81,4
Număr de elemente	buc.	6	7	8	9	10
Dimensiuni: L	mm	820	940	1 060	1 180	1 300
Conținutul de apă	l	72	84	96	108	120
Masă	kg	192	223	252	274	306

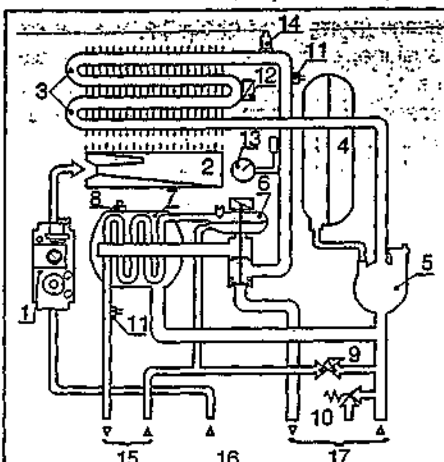


Fig. 6.2.13. Schema hidraulică a cazanului SGME/BI (AUTOMATICA-Bucureşti):
1 - valvă de gaz; 2 - arzător atmosferic; 3 - ţevi cu aripioare; 4 - vas de expansiune închis; 5 - pompă şi separator de aer; 6 - distribuitor hidraulic; 7 - schimbător instantaneu; 8 - ventil pentru dezaerisire; 9 - robinet umplere; 10 - valvă de siguranţă; 11-sondă de temperatură; 12 - termostat de siguranţă; 13 - termohidrometru; 14 - presostat de apă; 15 - apă caldă; 16 - gaz; 17 - încălzire.

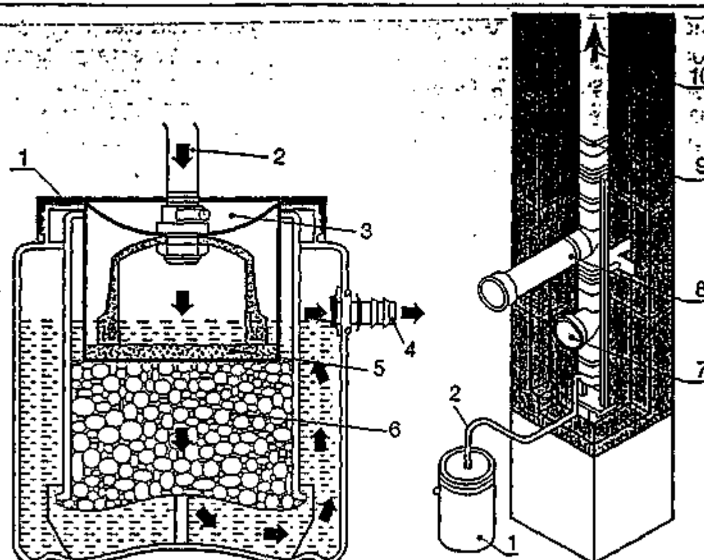


Fig. 6.2.15. Neutralizator pentru condensat:
a - secţiune prin neutralizator; b - evacuare gaze de ardere;
1 - corpul neutralizatorului; 2 - tub de condensat; 3 - clopot imersat; 4 - condensat neutralizat în apa uzată; 5 - filtru de cărbune activ; 6 - granule neutralizatoare; 7 - deschidere pentru curăţire; 8 - racord la cazan; 9 - îmbinare cu inel de legătură; 10 - evacuare gaze de ardere.

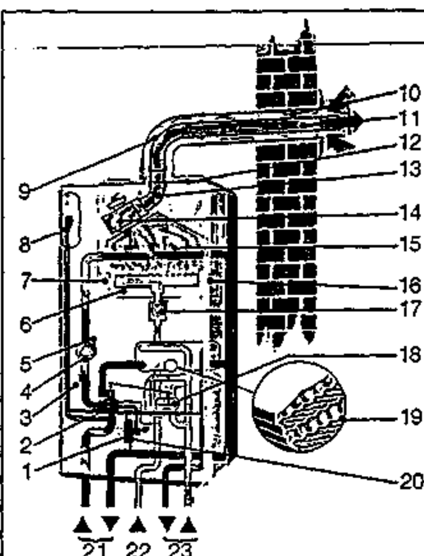


Fig. 6.2.14. Cazan de apă caldă BERETA (Italia):
1 - robinet umplere; 2 - vană cu 3 căi; 3 - supapă siguranţă; 4 - pompă; 5 - ventil de dezaerisire; 6 - arzător; 7 - electrod detenţie; 8 - vas de expansiune; 9 - tubulatură concentrică; 10 - intrare aer; 11 - evacuare gaze de ardere; 12 - presostat diferenţial; 13 - tub depresiune; 14 - ventilator; 15 - ţevi cu aripioare; 16 - electrod de aprindere; 17 - vană de gaz; 18 - presostat de comandă pentru circuitul de apă caldă de consum; 19 - schimbător cu plăci; 20 - by-pass automat; 21 - încălzire; 22 - gaz; 23 - apă caldă.

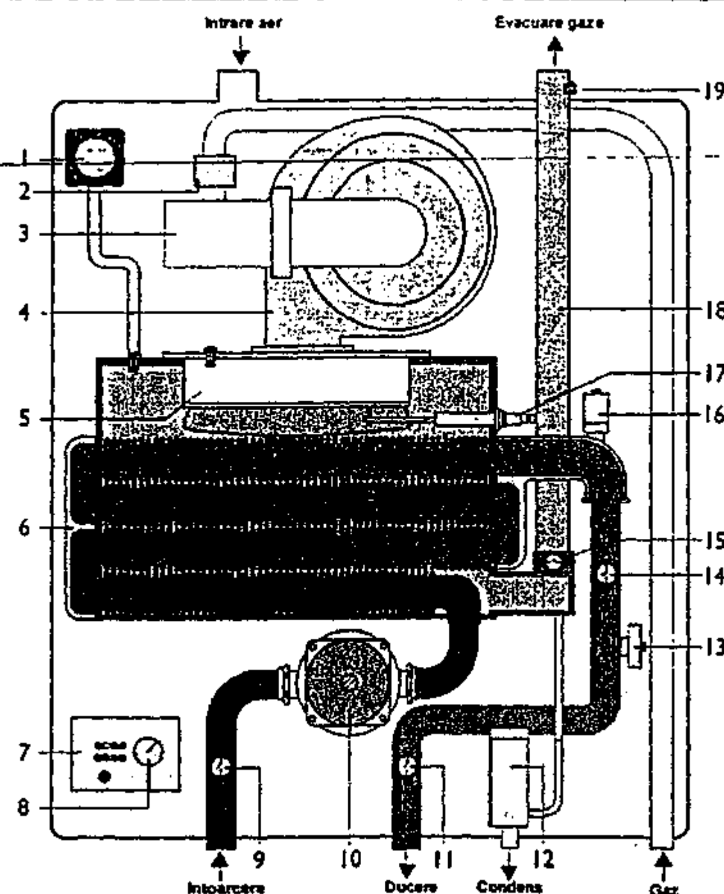


Fig. 6.2.16. Cazanul cu condensaţie KESTON- CELSIUS 25 S.C. CELSIUS 2000 S.R.L. - Bucureşti:
1 - presostat de aer; 2 - valva de gaz; 3 - mixer aer-gaz; 4 - suflantă; 5 - arzător; 6 - schimbător de căldură; 7 - panou de comandă; 8 - indicator de presiune; 9 - termostat întoarcere; 10 - pompa de circulaţie; 11 - termostat ducere; 12 - vas condensat; 13 - presostat de apă; 14 - termostat de supratemperatură ducere; 15 - termostat supratemperatură gaze; 16 - aerisitor automat; 17 - bujie; 18 - ţeavă evacuare gaze; 19 - punct de testare ardere.

de pompă este trimisă în țevile cu aripioare, unde se încălzește, iar de aici, după poziția supapei deviatoare, trece prin circuitul instalației de încălzire sau prin boilerul instantaneu. Evacuarea gazelor de ardere se face prin canale racordate la un coș obișnuit sau prin conducta simplă în exteriorul clădirii.

Grupul termic SGME/BI are o putere termică cuprinsă între 14,7 și 25,4 kW care poate fi dirijată pe circuitul de apă caldă de consum.

Pe același principiu funcționează și cazanele murale BERETA (fig. 6.2.14) din Italia. Au sarcini termice de la 11,2 la 28,7 kW și pot produce între 13,8 și 16,5 l/min apă caldă de consum cu Δt = 25 K. Evacuarea gazelor de ardere se poate face prin tuburi concentrice, prin tubul interior circulând gazele de ardere iar în contracurent, printre tuburi, aerul necesar arderii combustibilului.

6.2.3.6 Cazane cu condensație

Sunt astfel concepute încât, fie în interiorul lor, fie într-un recuperator atașabil, asigură condensarea parțială sau totală a vaporilor de apă din gazele de ardere, punând în libertate căldura lor latentă, de cca 2,5 kW/kg. Raportând căldura utilă produsă de cazan la cea introdusă (calculată cu puterea calorică inferioară) se obțin randamente termice de 95...105 %.

Aceste cazane funcționează eficient, la parametrii reduși, 60/40 °C, deoarece punctul de rouă al vaporilor de apă, în mod normal, pentru gaze naturale, este la 58...60 °C iar pentru combustibil lichid la 48...50 °C. De aceea, este indicat ca într-o centrală termică să existe un cazan cu condensație care să funcționeze la temperaturi exterioare moderate (-5...+10°C) iar, pe timp friguros, să intre în funcțiune un cazan obișnuit, economisindu-se astfel cantități importante de combustibil.

Legătura cazanului la coș se face cu tuburi din material rezistent la coroziune deoarece condensatul este acid. Se utilizează conducte din inox sau din material plastic amplasate într-un coș obișnuit din cărămidă. La baza conductei de evacuare a gazelor de ardere se amplasează un *„neutralizator"* (fig. 6.2.15). Cazanele cu condensație KESTON - CELSIUS, produse de firma CELSIUS - 2000 S.R.L. din București (fig.6.2.16 și tab.6.2.14) sunt cazane acvatubulare cu funcționare modulată, complet automatizate, cu emisii minime de NOx (max 20 ppm) sau CO (max 80 ppm); formarea amestecului aer-gaz este controlată printr-o suflantă și un mixer.

Tabelul 6.2.14. Caracteristi tehnice ale cazanelor de apă caldă KESTON-CELSIUS

Tip cazan / Denumire	U.M	C25	C40	C55	2MC55	3MC55	4MC55
Puterea termică la 80/60°C	KW	23	39	50	100	149	199
Puterea termică la 60/40°C	KW	25,2	43	55	110	165	220
Randamentul termic:							
-la 80/60°C	%			97,6			
-la 60/40°C	%			108			
Dimensiuni:							
-lungime	mm	471	520	520	1180	1710	1290
-lățime	mm	249	320	320	360	360	720
-înălțime	mm	621	720	720	1595	1595	1595
Conținutul de apă	l	5	8,7	8,7	24,2	36,1	52,9
Masă	kg	38	56	56	155	230	325

Tabelul 6.2.15. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă SB 715 M (BUDERUS)

Tip cazan / Denumire	U.M	100	125	150	180	230	270	350	430	630	850
Puterea termică nominală	kW	100	125	150	180	230	270	350	430	630	850
Dimensiuni											
- lungime	mm	1 670	1 670	1 730	1 730	1 910	1 910	1 980	1 980	2 280	2 440
- lățime	mm	964	964	964	964	1 056	1 056	1 278	1 278	1 380	1 470
- înălțime	mm	1 223	1 223	1 223	1 223	1 325	1 325	1 547	1 547	1 649	1 739
Conținutul de apă	l	235	230	245	240	350	440	525	610	790	1 025
Masă	kg	495	505	515	525	665	675	905	925	1360	1 630

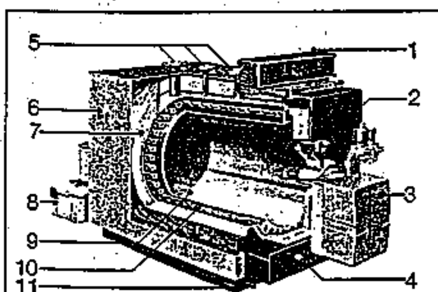


Fig. 6.2.17. Cazan cu condensație SB 715M (BUDERUS-Germania):
1 - tablou de comandă; 2 - vizor; 3 - arzător; 4 - ușă frontală; 5 - racorduri; 6 - manta; 7 - izolație termică; 8 - instalație de neutralizare; 9 - focar; 10 - țevi profilate (turbulatoare); 11 - susținere cazan.

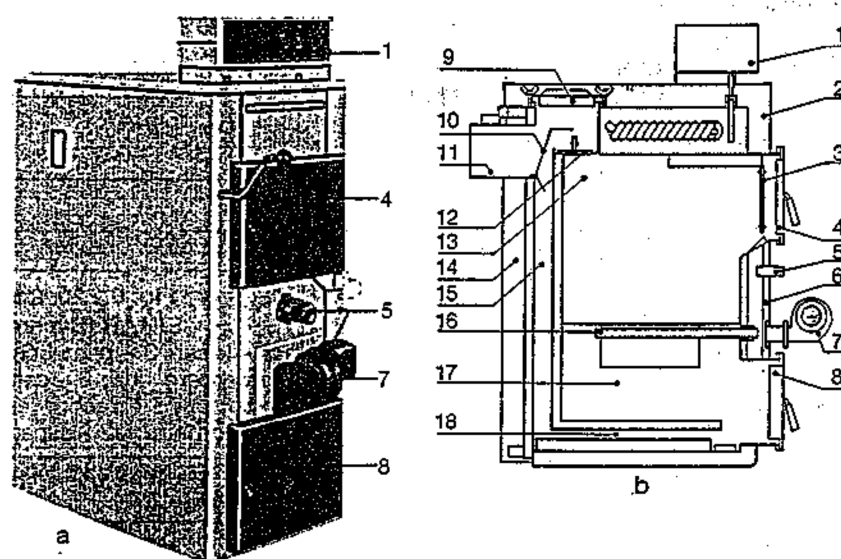


Fig. 6.2.18. Cazan de apă caldă SF 211UBG (BUDERUS):
a - vedere; b - secțiune;
1 - tablou de comandă; 2 - schimbător de siguranță; 3 - ușă interioară; 4 - ușă de acces combustibil; 5 - reglare aer; 6 - canal de aer; 7 - ventilator; 8 - ușa cenușarului; 9 - capac de curățire; 10 - turbulizator; 11 - evacuare gaze de ardere; 12 - clapetă de explozie; 13-cameră de ardere; 14 - izolație termică; 15 - suprafețe de încălzire verticale; 16 - aer primar; 17 - cenușar; 18 - suprafețe de încălzire orizontale.

Montajele multiple de cazane - necesare spațiilor comerciale, industriale sau blocurilor de locuințe - sunt dotate cu unități de comandă care asigură funcționarea modulată a ansamblului, contorizarea orelor de funcționare a fiecărei unități, comanda pompelor de sistem corespunzător regimurilor de lucru, precum și afișarea unui cod de diagnosticare pentru identificarea regimului de funcționare.

Cazanele cu condensație SB 715M (fig. 6.2.17 și tab. 6.2.15) produse de firma BUDERUS, executate din oțel rezistent la coroziune (CrNi-Mo), funcționează cu combustibil gazos la temperaturi scăzute 60/40 °C și temperaturi ale gazelor de ardere la coș de 40...140 °C. Sunt cazane ignitubulare cu introducerea gazelor de ardere în focar și un drum convectiv alcătuit din țevi speciale, cu pereți dubli, profilate, care asigură intensificarea transmisiei căldurii între gazele de ardere și apă.

6.2.3.7 Cazane funcționând cu combustibil solid

Cazanele mici de apă caldă (sub 30kW) pot funcționa și cu lemne, brichete sau cărbune superior (cu putere calorică inferioară, peste 12000 kJ/kg). Nu este indicat a utiliza cărbune inferior (lignit) în cazane mici. Astfel de cazane se folosesc pentru încălzirea unor clădiri mici (locuințe individuale).

În figura 6.2.18 este prezentat cazanul SF 211 UBG prevăzut cu ventilator de aer insuflat și cu posibilități de reglare. Puterea termică variază între 18 și 26 kW iar gazele de ardere au temperaturi de cca 200 °C. Au dimensiunile de 700 x 490 x 398 mm, volumul de apă de 80 l și masa de 310 kg.

6.2.3.8 Cazane electrice

Sunt cazane „de perete" și se utilizează pentru încălzirea clădirilor de locuit individuale. Au avantaje certe: nu necesită conducte de transport pentru combustibil, nu necesită arzător și valve automate, funcționează silențios și ecologic etc. dar sunt foarte costisitoare în exploatare.

Firma ACV - Belgia produce două tipuri de cazane din oțel inoxidabil, cu termoplonjoare pentru încălzire: variantele ET și ETS (fig. 6.2.19 și tab. 6.2.16). Ambele au pompa de ciculație încorporată, varianta ETS având și vas de expansiune închis de 8 l.

Termoplonjoarele, în număr de 3, sunt fixate prin presetupe în partea de sus a corpului cazanului și sunt construite din inox.

Cazanele funcționează în mai multe trepte și pot fi racordate la două circuite, unul de încălzire și altul la un boiler pentru preparat apa caldă de consum. Au dimensiunile de 300 x 430 x 720 mm și un conținut de apă de 13 l. Pot fi alimentate cu energie electrică la tensiunea de 220-380 V. Presiunea de regim este de 3 bar iar temperatura maximă a agentului termic este de 90 °C.

6.2.4. Cazane de apă fierbinte

Acestea sunt utilizate în centralele termice mari pentru încălzirea apei la temperaturi ridicate (peste 115 °C), de regulă, la 150 °C.

Ca și cele de apă caldă ele se execută cu elemente din fontă sau țevi din oțel, de tip ignitubulare sau acvatubulare, cu puteri termice mari.

Apa fierbinte preparată în cazane este, în general, utilizată în rețelele de termoficare sau în rețelele de distribuție din cadrul întreprinderilor industriale.

6.2.4.1 Cazane de apă fierbinte ignitubulare

Cazanele ignitubulare din oțel sunt executate cu focar tub de flacără, camera de întoarcere a gazelor de ardere și drumuri convective prin țevile de fum. Un cazan de apă fierbinte ignitubular tip ECAF produs de SIMAR București în colaborare cu OERTLI (Elveția) este prezentat în figura 6.2.20.

Cazanul ECAF are două drumuri

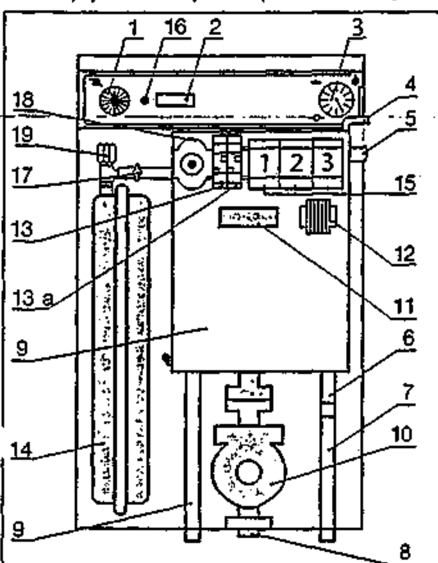


Fig. 6.2.19. Cazan de apă caldă electric ETS (ACV-Belgia):
1 - termostat de comandă; 2 - întrerupător general și de alegere a puterii; 3 - manometru; 4 - dezaerisire; 5 - racord ducere încălzire; 6 - racord ducere apă caldă de consum; 7 - racord întoarcere apă caldă de consum; 8 - racord întoarcere încălzire; 9 - corp cazan; 10 - pompă de circulație; 11 - tablou circuit comandă; 12 - tablou circuit putere; 13 - temporizator cascadă, două etaje de putere; 13a - temporizator cascadă, trei etaje de putere; 14 - vas expansiune închis; 15 - releu de putere; 16 - termostat de siguranță (rearmare manuală); 17 - supapă de siguranță; 18 - releu de apă caldă de consum; 19 - presostat.

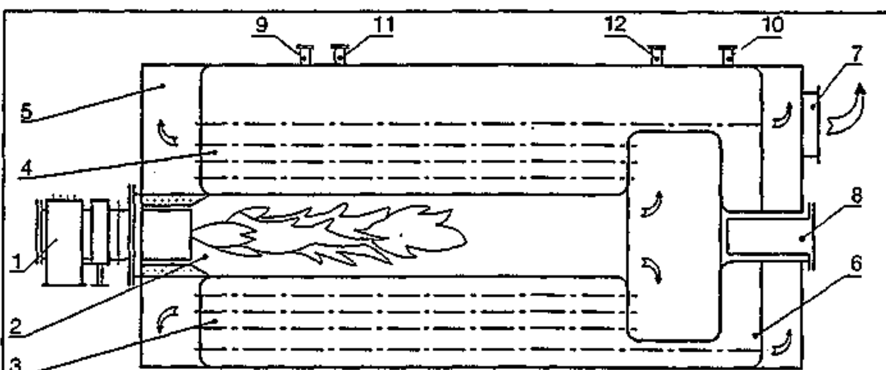


Fig. 6.2.20. Cazan apă fierbinte ECAF SIMAR (București) – OERTLI (Elveția):
1 - arzător; 2 - focar; 3 - primul drum convectiv; 4 - al doilea drum convectiv; 5 - cameră întoarcere față; 6 - cameră întoarcere spate; 7 - racord gaze; 8 - gură de vizitare; 9 - racord ieșire apă; 10 - racord intrare apă; 11 - racord manometru; 12 - supapă siguranță.

Tabelul 6.2.16. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă caldă ET și ETS (ACV - Belgia)

Tip cazan / Denumire	U.M.	ET 09	ET 15	ET 24	ETS 09	ETS 15	ETS 24
Puterea termică nominală	kW	5,6 - 8,4	7,2 - 14,4	16,8 - 24	5,6 - 8,4	7,2 - 14,4	16,8 - 24
Funcționare automată							
- etaj 1	kW	4,2	4,8 - 7,2	7,2 - 9,6	4,2	4,8 - 7,2	7,2 - 9,6
- etaj 2	kW	5,6 - 8,4	7,2 - 14	12 - 17	5,6 - 8,4	7,2 - 14	12 - 17
- etaj 3	kW	—	—	17 - 24	—	—	17 - 24
Număr termoplonjoare	buc	3	3	5	3	3	5
Masă	kg	28	28	28	36	36	36

convective și este echipat cu arzătoare pentru orice combustibil gazos (gaze naturale, butan) sau pentru combustibil lichid (păcură, CLU). Arzătoarele tip IB, care deservesc aceste cazane, sunt produse în România sub marca OERTLI, complet automatizate, cu toată aparatura de măsurare, reglare și protecție necesară conform normelor ISCIR. Cazanele ECAF, ale căror caracteristici tehnice sunt prezentate în tabelul 6.2.17., produc apa fierbinte cu temperatura maximă de 150 °C, la randamente termice de peste 90%.

Un alt cazan de apă fierbinte ignitubular, cu tub de flacără și trei drumuri de gaze de ardere este fabricat de întreprinderea VULCAN S.A. Are o putere termică de 7 MW și funcționează cu un singur arzătoar pentru motorină, CLU sau gaze naturale. Gabaritul cazanului este de 6500 x 2600 x 2850 mm; volumul de apă din cazan V = 14,15 m³ iar masa netă (fără apă) este de 17500 kg.

Cazane ignitubulare cu randamente ridicate executate cu focare tubulare presurizate, cu un drum convectiv, utilizând combustibili gazoși sau lichizi, cu puteri termice până la 4 MW, preparând apa fierbinte de maximum 145 °C la presiunea de 5 bar sunt fabricate de firma FERROLI (cazanele PREX-ASL).

Caracteristicile tehnice complete sunt date în tabelul 6.2.18.

6.2.4.2 Cazane cu apă fierbinte acvatubulare

Sunt cazane de radiație cu puteri termice mari și utilizează combustibili lichizi și gazoși. Un astfel de cazan tip CAF (fig. 6.2.21 și tab. 6.2.19.) este executat de VULCAN S.A. cu focarul realizat din pereți membrană sub formă de cheson și alimentat prin arzătoare pe doi pereți opuși, lucrând în suprapresiune. Circulația gazelor de ardere este ascendentă, cu un singur drum, astfel că răcirea lor se face pe la partea superioară. Soluția cu pereți membrană care elimina soluțiile scumpe și grele de înzidire, suprafața mică de așezare a cazanului și dezvoltarea lor pe verticală fac ca aceste cazane să aibă indici economici foarte buni.

În afara cazanelor acvatubulare executate cu țevi din oțel se mai construiesc cazane și din fontă. Un astfel de cazan (fig. 6.2.22 și tab. 6.2.20) este executat de firma POTTERTON. Acesta este executat cu elemente tip, din fontă, care formează prin asamblare un focar tubular în care are loc întoarcerea gazelor de ardere și un singur drum convectiv. Cazanul funcționează cu combustibil lichid sau gazos și prepară apă fierbinte cu temperaturi de maximum 140 °C. Temperatura minimă de intrare a apei în cazan este de 55 °C.

Tabelul 6.2.17. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă fierbinte tip ECAF

Demunire \ Tip cazan	U.M.	ECAF 1000	ECAF 2000	ECAF 3000	ECAF 4000	ECAF 5000
Puterea termică nominală	kcal/h	10^6	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$
	kW	1 162,8	2 325,6	3 488,4	4 651,2	5 814
Dimensiuni de gabarit						
- diametru	mm	2 100	2 200	2 400	2 500	2 550
- lungime	mm	5 800	6 600	7 200	7 900	8 500
- înălțime	mm	2 750	2 900	3 150	3 300	3 500
Masă	kg	7 200	11 600	16 800	19 600	22 300

Tabelul 6.2.18. Caracteristici tehnice ale cazanelor de apă fierbinte PREX-ASL (FERROLI - Italia)

Demunire \ Tip cazan	U.M.	140	230	350	500	700	1000	1500	2000	3000
Puterea termică nominală	Mcal/h	140	230	350	500	700	1 000	1 500	2 000	3 000
	kW	162	267	407	581	814	1 163	1 744	2 326	3 489
Dimensiuni										
- lungime	mm	1 685	2 035	2 125	2 525	2 795	3 065	3 605	3 845	4 355
- lățime	mm	940	940	1 080	1 080	1 280	1 470	1 630	1 765	1 910
- înălțime	mm	1 211	1 211	1 385	1 385	1 585	1 820	2 900	3 100	3 550
Volumul de apă	l	395	490	625	750	1 245	1 890	2 700	3 300	3 940
Pierderi de sarcină										
- pe circuitul apei	mbar	4,5	6,5	9	11	14	18	21,5	23,5	26,5
- pe circ. gazelor de ardere	mbar	2	2,5	3,1	3,6	3,9	5,4	6,8	8,2	10,2
Masă	kg	730	870	1 130	1 340	1 960	2 670	3 670	4 750	6 210

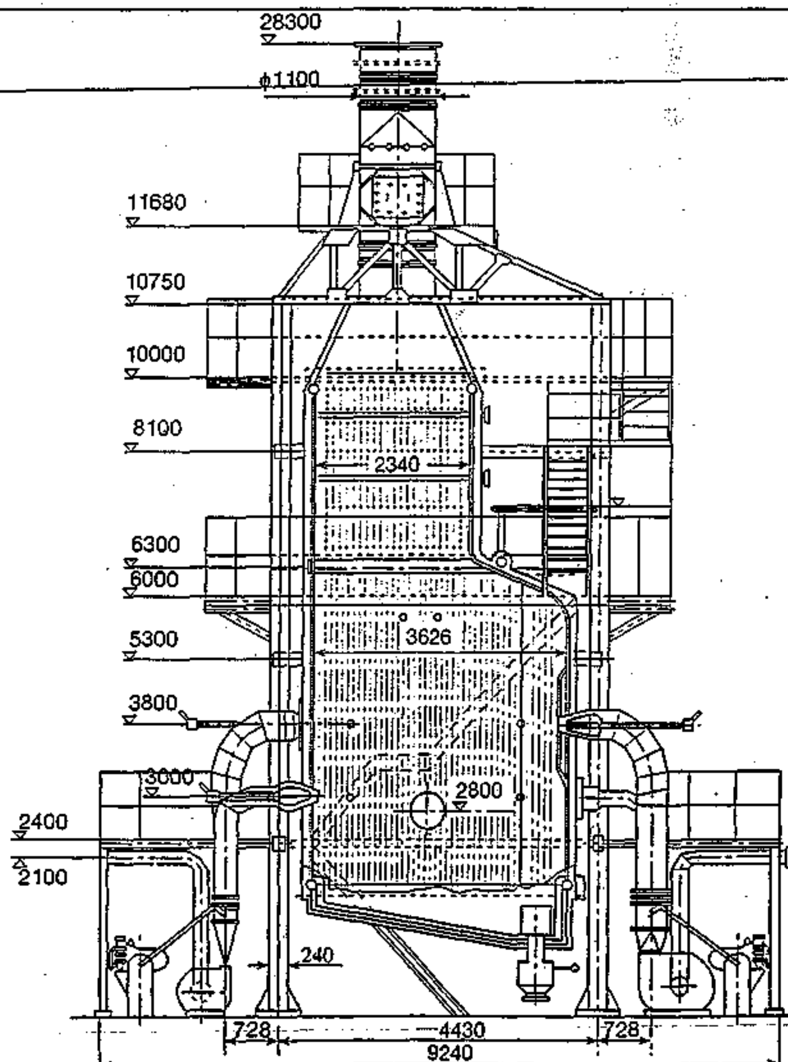


Fig. 6.2.21. Cazan de apă fierbinte CAF de 10 Gcal/h – Vulcan.

6.2.5. Cazane de abur

Produc abur saturat sau supraîncălzit în scopuri energetice, tehnologice și de încălzire.

Cazanele de abur pot fi de presiune joasă, când presiunea absolută a aburului saturat produs nu depășește 1,7 bar, sau de presiune medie și înaltă, pentru presiuni ale aburului peste 1,7 bar.

Se execută cazane cu volum mare de apă care sunt, de obicei, ignitubulare cu focar tubular și unul sau mai multe drumuri convective din țevi de fum netede și cazane cu volum mic de apă, de tip acvatubular, cu focar cameră, puternic ecranat și țevi de apă cu diametrul mic atât în focar cât și pe drmurile convective.

6.2.5.1 Cazane de abur de presiune joasă

Se pot executa cu elemente din fontă sau cu țevi din oțel. Cele mai eficiente și cu fiabilitate mare sunt cele executate din fontă. În figura 6.2.23 este prezentat cazanul din fontă GD 505 produs de firma BUDERUS, care funcționează cu gaze naturale sau combustibil lichid, cu suprapresiune în focar (independent de tirajul coșului). La montare necesită dispozitiv hidraulic de siguranță. Aceeași firmă produce și cazanele tip 451D care sunt asemănătoare cu primele, dar cu debite de căldură mai mari. Caracteristicile tehnice ale celor două tipuri de cazane sunt prezentate în tabelele 6.2.21 și 6.2.22.

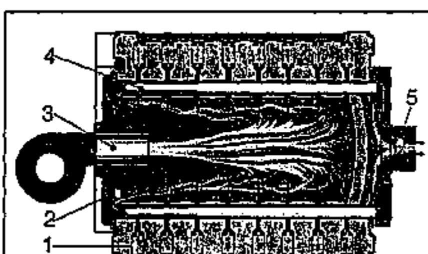


Fig. 6.2.22. Cazan de apă fierbinte POTTERTRON (Anglia):
1 - element tip al cazanului; 2 - focar; 3 - arzător; 4 - drum convectiv; 5 - racord evacuare gaze.

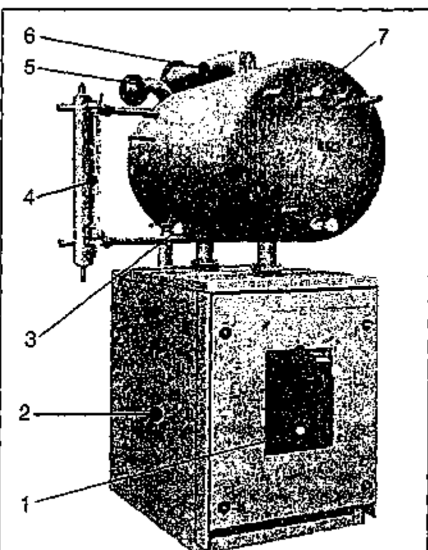


Fig. 6.2.23. Cazan de abur GD505 (BUDERUS Germania):
1 - ușă fixare arzător; 2 - cazan; 3 - tambur; 4 - sticlă de nivel; 5 - legătură de siguranță; 6 - racord abur; 7 - racord siguranță.

6.2.5.2 Cazane de abur de presiune medie și înaltă

Se execută cu țevi din oțel pentru debite de abur cuprinse între 0,1 și 50 t/h și presiuni între 1,7 și 36 bar.

Cazane cu debite mici de abur produce S.C. VULCAN S.A. de tip SICMA-AB (tab. 6.2.23) și de tip SICMA-IBA (fig. 6.2.24 și tab. 6.2.24), ignitubulare dotate cu arzătoare din import pentru gaze naturale, CLU sau motorină. Cazanele bloc abur cuprind: cazanul propriu-zis, pompe de alimentare cu apă, instalația de automatizare, canale evacuare gaze de ardere și coș de fum.

Tabelul 6.2.19. Caracteristici tehnice ale cazanelor CAF produse de VULCAN

Tip cazan / Demunire	U.M.	CAF 7	CAF 6	CAF 5	CAF 4
Puterea termică nominală	Gcal/h	10	25	50	100
	MW	12	29	58	116
Debitul nominal de apă	t/h	124	310	620	1 240
Temperatura apei la intrare	°C	70	70	70	70
Temperatura apei la ieșire	°C	150	150	150	150
Presiunea de lucru (minimă)	bar	10	10	10	10

Tabelul 6.2.20. Caracteristici tehnice ale cazanelor CAF produse de POTTERON (Anglia)

Tip cazan / Demunire	U.M.	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Puterea termică nominală	kW	264	354	440	516	586	670	762	840	925	1000	1070	1172
Presiunea de lucru (minimă)	bar	6											
Dimensiuni													
- lungime	mm	895	1075	1255	1435	1615	1795	1975	2155	2335	2515	2695	2875
- lățime	mm	1050											
- înălțime	mm	1405											
Masă	kg	1080	1270	1460	1655	1850	2035	2230	2425	2620	2870	3065	3265

Tabelul 6.2.21. Caracteristici tehnice ale cazanelor GD 505 (BUDERUS)

Tip cazan / Demunire	U.M.	275	305	335	365	390	415	435	465
Număr de elemente	buc	8	9	10	11	12	13	14	15
Puterea termică nominală	kW	275	305	335	365	390	415	435	465
Volumul de apă	l	770	800	830	860	990	1 020	1 050	1 080
Dimensiuni									
- lungime	mm	2 375	2 515	2 655	2 795	2 935	3 075	3 215	3 355
- lățime	mm	1 260				1 260			
- înălțime	mm	2 515				2 540			
Masă	kg	1 757	1 906	2 053	2 198	2 392	2 537	2 682	2 827

Tabelul 6.2.22. Caracteristici tehnice ale cazanelor de abur 45.1 D (BUDERUS)

Tip cazan / Demunire	U.M.	489	570	651	733	814	896	977
Număr de elemente	buc	8	9	10	11	12	13	14
Puterea termică nominală	kW	410 - 489	489 - 570	570 - 651	651 - 733	733 - 814	814 - 896	896 - 977
Volumul de apă	l	952	1 004	1 050	1 328	1 380	1 432	1 484
Dimensiuni								
- lungime (aprox.)	mm	2 115	2 295	2 475	2 655	2 835	3 015	3 195
- lățime	mm	1 380				1 380		
- înălțime	mm	2 692				2 717		
Masă	kg	2 451	2 656	2 882	3 084	3 430	3 658	3 863

Cazane ignitubulare cu debite de abur sub 2000 kg/h și presiuni cuprinse între 4 și 8 bar se produc de către S.C. SIETA S.A. tip VAP (tab. 6.2.25), cu tub de flacără tip sac (flacără întoarsă) și un drum de gaze prin țevile de fum. Cazanele sunt dotate cu arzătoare automatizate pentru gaze naturale și lichid ușor.

Cazane ignitubulare de abur saturat și eficiență ridicată, cu presiuni cuprinse între 6 și 14,5 bar sunt cazanele VAPOREX HP produse de firma FEROLLI - Italia (tab. 6.2.26).

Din categoria cazanelor acvatubulare, cu debite mari de apă, se pot menționa:

- cazanele de abur tip CR (fig. 6.2.25 și tab. 6.2.27) executate de VULCAN S.A., cu pereți „membrană" în focar, țevi cu înclinare mare între tamburi și circulație orizontală a gazelor de ardere, ce necesită tiraj forțat;
- cazanele de abur tip CLAJTUB - Italia (fig. 6.2.26 și tab. 6.2.28) prevăzute cu doi tamburi suprapuși legați prin țevi verticale și focar tip cameră realizat din pereți membrană. Pulverizarea combustibilului lichid se face cu abur la presiune ridicată sau cu aer comprimat.
- cazanele de abur cu circulație forțată UNI-MATIC, produs de BONO - Italia. (fig. 6.2.27 și tab. 6.2.29) cu serpentine concentrice având structura verticală cu cameră inelară de preîncălzire a aerului de ardere, contribuind astfel la îmbunătățirea arderii, reducerea noxelor și la creșterea randamentului termic.

Tabelul 6.2.24. Caracteristici tehnice ale cazanelor de abur IBA (VULCAN - București)

Demunire \ Tip cazan	U.M.	IBA - 1	IBA - 2	IBA - 4
Debit de abur	t/h	1	2	4
Presiunea nominală	bar	8	8	15
Volumul de apă	m³	2,73	4,50	6,70
Masă	kg	11375	13550	17926

6.2.6. Cazane recuperatoare

Temperatura ridicată a gazelor de ardere la ieșirea din cazane (t_g>150 °C) sau din instalațiile tehnologice (t_g>300 °C) impune recuperarea de căldură pentru reducerea pierderilor prin evacuarea gazelor de ardere în exterior, asigurând totodată o creștere a randamentului global al cazanului

Tabelul 6.2.23. Caracteristici tehnice ale cazanelor de abur SICMA-AB (VULCAN - București)

Demunire \ Tip cazan	U.M.	SIGMA AB 100	SIGMA AB 200	SIGMA AB 300	SIGMA AB 400	SIGMA AB 500	SIGMA AB 750
Debit de abur	kg/h	100	200	300	400	500	750
Presiunea nominală	bar	6	6	6	6	8	8
Debit nominal caloric	kW	69,6	164	208,8	278,4	349	523
Volumul de apă (mediu)	m³	0,225	0,227	0,331	0,467	0,95	0,958
Dimensiuni							
- lungime	mm	1 455	1 555	1 855	2 000	3 165	3 175
- lățime	mm	1 380	1 480	1 780	1 726	2 220	2 330
- înălțime	mm	1 640	1 608	1 760	1 873	2 500	2 515
Masă	kg	950	1200	1665	2201	3 120	3 336

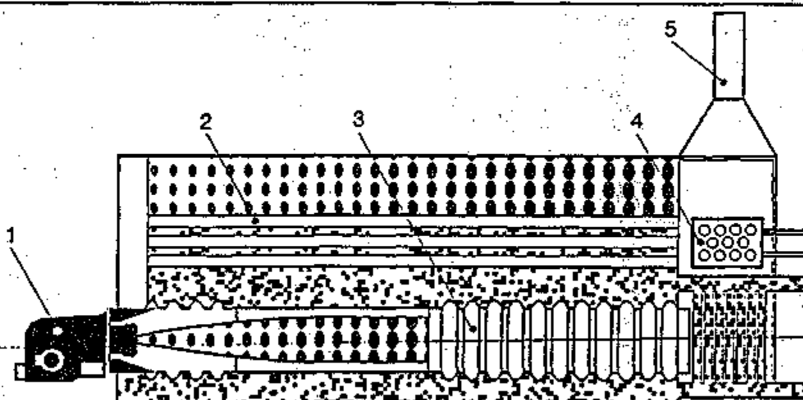


Fig. 6.2.24. Cazan SICMA-IBA (VULCAN-București): 1 - arzător; 2 - țevi de fum; 3 - focar tubular cu pereții ondulați; 4 - economizor; 5 - coș evacuare gaze de ardere.

Tabelul 6.2.25. Caracteristici tehnice ale cazanelor de abur VAP (SIETA - Cluj Napoca)

Demunire \ Tip cazan	U.M.	VAP 150	VAP 300	VAP 500	VAP 625	VAP 750	VAP 1000	VAP 1500	VAP 2000
Debit de abur	kg/h	150	300	500	625	750	1 000	1 500	2 000
Presiunea nominală	bar	4	4	6	6	8	8	8	8
Vol. de apă la nivel maxim	m³	0,4	0,45	1,27	1,27	2,22	2,4	2,6	3,2
Dimensiuni									
- lungime	mm	2 200	2 600	2 850	2 850	2 850	3 730	4 280	4 800
- lățime	mm	1 100	1 300	1 980	1 980	1 980	2 000	2 000	2 200
- înălțime	mm	1 300	1 680	1 810	1 810	1 810	1 900	1 900	1 950
Masă	kg	1 400	1 890	2 200	2 350	3 600	3 900	4 200	4 700

Tabelul 6.2.26. Caracteristici tehnice ale cazanelor de abur VAPOREX HP (FERROLI - Italia)

Demunire \ Tip cazan	U.M.	140	240	360	510	700	1000	1500	2000	3000
Puterea termică nominală	Mcal/h	140	240	360	510	700	1 000	1 500	2 000	3 000
	kW	163	279	419	593	815	1 164	1 744	2 326	3 489
Debit de abur	kg/h	230	420	620	880	1 205	1 720	2 580	3 445	5 170
Volumul de apă	dm³	630	795	1 390	1 705	2 590	3 625	5 000	6 310	7 320
Pierderi de sarcină pe circuitul gazelor	mbar	2,0	2,5	3,1	3,6	3,9	5,4	6,8	8,2	10,2
Dimensiuni										
- lungime	mm	1 685	2 035	2 125	2 525	2 803	3 075	3 605	3 845	4 355
- lățime	mm	1 445	1 445	1 750	1 750	1 985	2 170	2 350	2 545	2 620
- înălțime	mm	1 686	1 686	1 910	1 910	2 136	2 350	2 570	2 800	2 880
Masă	kg	1 410	1 620	2 270	2 600	3 550	4 560	6 550	8 280	10 200

precum și reducerea consumului de combustibil. Construcția acestor cazane recuperatoare este diferențiată, depinzând în principal de agentul secundar pe care-l prepara. Ele se montează întotdeauna pe un circuit secundar (de ocolire) pentru a permite evacuarea gazelor de ardere direct la coș atunci când recuperatorul nu poate fi utilizat.

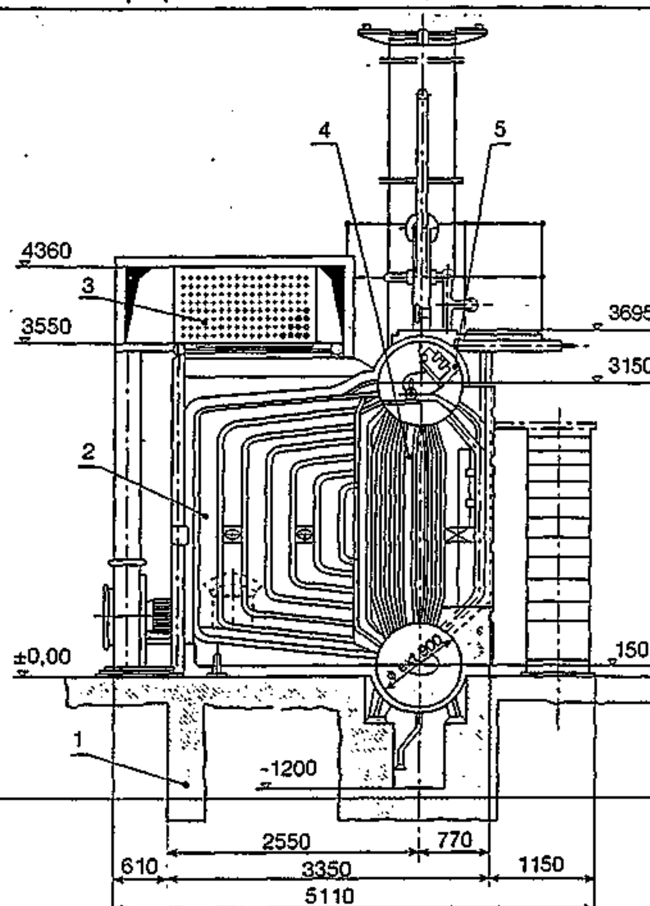


Fig. 6.2.25. Cazan de abur CR10 - VULCAN:
1 - fundație; 2 - focar; 3 - preîncălzitor de aer; 4 - sistem convectiv; 5 - tambur.

Tabelul 6.2.27. Caracteristici tehnice ale cazanelor de abur CR (Vulcan - București)

Tip cazan / Demunire	U.M.	CR 10	CR 9	CR 16*	CR 5*	CR 12*
Debit de abur	t/h	6,5	10	10	20	50
Presiunea nominală	bar	8; 16	8; 15	15	36	36
Volumul de apă	m³	6,65	8,5	—	—	—
Dimensiuni						
- lungime	mm	5 290	6240	5772	11 000	14 300
- lățime	mm	3 350	3350	4013	8700	5830
- înălțime	mm	4 360	4360	4100	4800	12 600
Masă	kg	24 805	28 100	35745	93800	180000

* produc abur supraîncălzit

Tabelul 6.2.28. Caracteristici tehnice ale cazanelor de abur CLAJTUB - CT/PA (BONO - Italia)

Tip cazan / Demunire	U.M.	6	8	10	12	16	20	25	30
Debit de abur	t/h	6	8	10	12	16	20	25	30
Dimensiuni									
- lungime	mm	5 300	5 700	6 100	6 500	7 300	7 900	8 200	8 800
- lățime	mm	3 400	3 400	3 500	3 500	3 800	3 800	4 300	4 300
- înălțime	mm	4 150	4 150	4 150	4 150	4 150	4 150	4 400	4 400
Masă	t	23	27	32	35	40	45	50	55

Cazanele recuperatoare sunt astfel concepute încât pot face corp comun cu recuperatorul de căldură sau sunt separate de recuperator, acesta fiind atașat cazanului pe traseul gazelor de ardere.

Câteva combinații cazan-recuperator sunt prezentate în figura 6.2.28.

În figura 6.2.29 sunt prezentate schematic două cazane cu recuperatoare executate în Anglia și Franța. Cazanul SEAGOLD este executat dintr-un bloc cu elemente din fontă la care s-a atașat recuperatorul de căldură, executat cu țevi din aluminiu. Cazanul EQUATOR are recuperatorul de căldură integrat în focar. Schimbul de căldură între gazele de ardere și apa care circulă în cazan este realizat în contracurent. Randamentul cazanului poate atinge valori de 97 %.

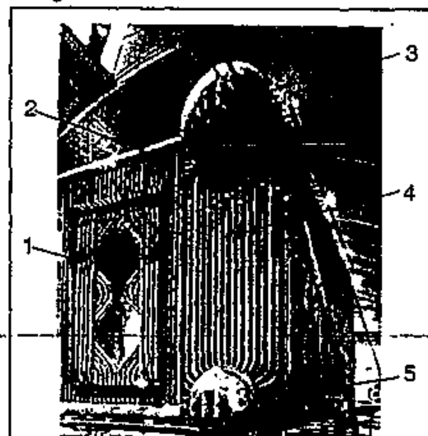


Fig. 6.2.26. Cazan de abur supraîncălzit CLAJTUB (BONO Italia):
1 - ecrane de radiație; 2 - colectoare; 3 - tambur superior; 4 - sistem convectiv (țevi verticale netede); 5 - tambur inferior.

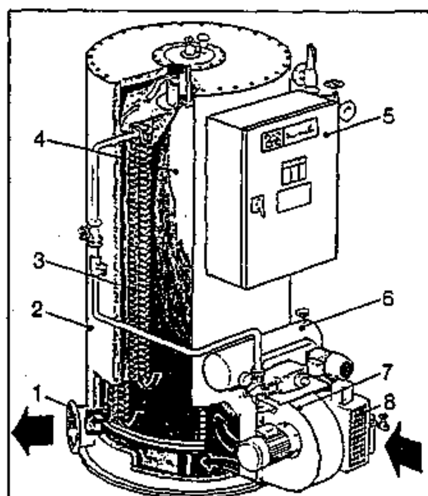


Fig. 6.2.27. Cazane de abur UNI-MATIC (BONO-Italia):
1 - evacuare gaze; 2 - corp cazan; 3 - serpentine concentrice; 4 - focar; 5 - tablou de comandă; 6 - pompe; 7 - arzător; 8 - aspirație aer.

În România firma SIETA S.A. fabrică cazane cu recuperatoare în 3 variante: 23,35 şi 64 kW cu randamentul ridicat (η = 97 %) care prepară apă caldă 90/70 °C.

6.2.7. Recuperatoare de căldură cu condensaţie

În afara cazanelor cu recuperatoare de căldură înglobate se execută recuperatoare independente care se pot ataşa cazanelor.

Recuperatoarele de căldură cu condensaţie se execută din materiale anticorosive şi sunt destinate să crească performanţele cazanelor echipate cu arzător cu gaze insuflate. Recuperarea globală a căldurii latente şi sensibile din gazele de ardere reprezintă până la 20 % din puterea termică a cazanului asociat.

Firma DE DITRICH execută recuperatoare cu condensaţie tip RC 35 destinate pentru creşterea performanţelor cazanelor cu puteri termice cuprinse între 100 şi 600 kW, echipate cu arzătoare cu gaze naturale cu aer insuflat. Evacuarea gazelor de ardere se face direct (RC 35) sau cu ajutorul unui ventilator (RC 35V).

Corpul recuperatorului cu condensaţie este realizat cu elemente din fontă prevăzute cu aripioare special amenajate pentru a permite funcţionarea în condensaţie. Gazele de ardere traversează recuperatorul de sus în jos. Bacul de recuperare a condensatului este din inox şi se găseşte la partea inferioară. Gabaritul acestor recuperatoare este de 660 x 1 000 x 1500 mm.

Firma GUILLOT din Franţa produce, de asemenea, recuperatoare de căldură cu condensaţie tip TOTALECO executate din ţevi de inox care se pot ataşa cazanelor cu o putere termică cuprinsă între 95 şi 1430 kW.

De asemenea, recuperatoare de căldură cu condensaţie mai produc şi firmele franceză CHAPPÉE şi germană VIESSMANN.

Tabelul 6.2.29. Caracteristici tehnice ale cazanelor de abur UNI-MATIC (BONO - Italia)

Denumire \ Tip cazan	U.M.	30	50	100	150	200	250	300
Debit de abur	kg/h	300	500	1 000	1 500	2 000	2 500	3 000
Dimensiuni								
- lungime	mm	1 300	1 300	1 400	1 600	2 000	2 200	2 300
- lăţime	mm	900	900	1 200	1 250	1 700	1 700	1 900
- înălţime	mm	1 600	1 600	1 800	2 300	2 500	2 700	3 000
Greutatea	kg	900	950	1 500	2 000	2 800	3 300	3 500

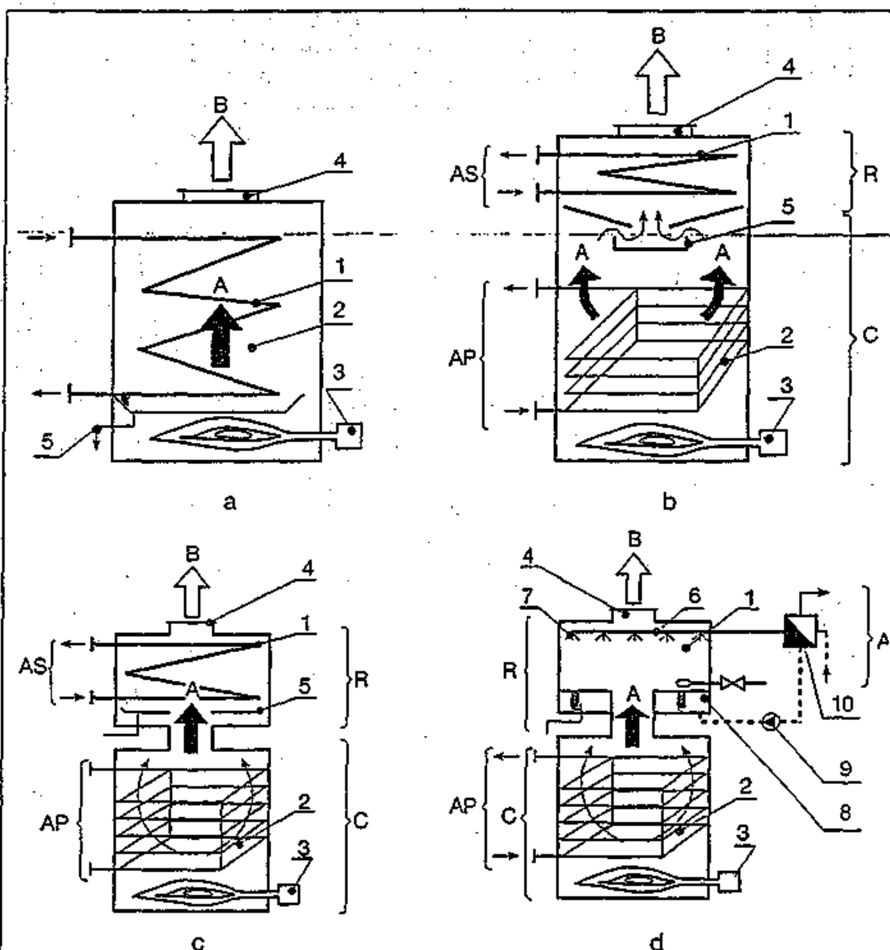


Fig. 6.2.28. Combinaţia cazan-recuperator de căldură:
a - cazan cu recuperatorul înglobat în focar; b - cazan cu recuperatorul montat în aval de focarul cazanului; c - cazan cu recuperator independent; d - cazan cu recuperator tip umed;
R - recuperator de căldură; AP - agent termic primar; AS - agent termic secundar; A - gaze de ardere calde; B - gaze de ardere răcite; C - partea clasică a cazanului;
1 - recuperator de căldură; 2 - focar; 3 - arzător; 4 - orificiu de evacuare gaze răcite; 5 - conductă evacuare condensat; 6 - registru de ţevi; 7 - duze; 8 - bazin cu apă; 9 - pompă de circulaţie; 10 - schimbător de căldură.

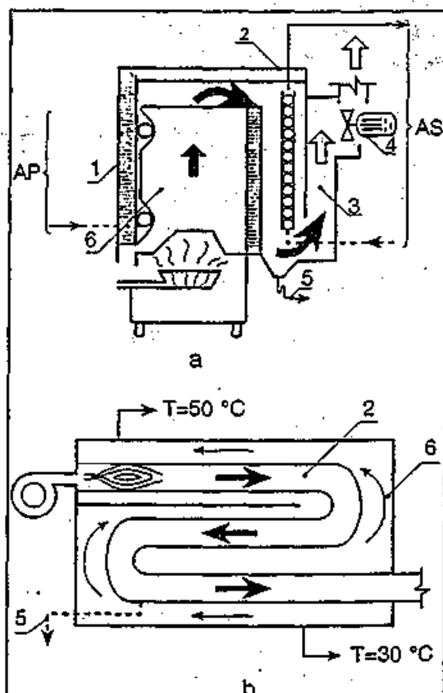


Fig. 6.2.29. Cazane cu recuperatoare:
a - cazan tip Seagold;
b - cazan tip Equator;
1 - element din fontă;
2 - recuperator; 3 - canal de fum;
4 - ventilator; 5 - conductă evacuare condensat; 6 - focar;
AP - agent termic primar; AS - agent termic secundar.

6.3. Pompe

Pompa este un generator hidraulic care transformă energia mecanică în energie hidraulică. După modul de funcționare, pompa este un turbogenerator la care energia se transmite fluidului prin intermediul unui rotor aflat în mișcare de rotație (pompe centrifuge, pompe axiale etc.).

În instalațiile de încălzire se întâlnesc pompe pentru:

- circulația agentului termic (apa caldă sau fierbinte) între sursa termică și consumatorul de căldură;
- pomparea condensatului în generatoarele de abur (cazane);
- completarea apei din instalația de încălzire (pompe de adaos);
- pomparea combustibilului lichid.

6.3.1. Caracteristicile hidraulice și tehnice ale pompelor

6.3.1.1 Curbele caracteristice

Pompele din instalații, în general, și din instalațiile de încălzire, în special, sunt caracterizate prin: debitul de fluid G [m³/s] sau [m³/h], presiunea sau caracteristica de sarcină H [kPa] sau [mH₂O], puterea P [kW]; randamentul η și înălțimea netă absolută la aspirația pompei *NPSH* [kPa] sau [mH₂O].

Pentru fiecare pompă sau grupe de pompe sunt trasate curbe caracteristice care reprezintă graficele funcțiilor.

$$H = f_1(G);\ P = f_2(G);\ \eta = f_3(G);\ NPSH = f_4(G) \qquad (6.3.1)$$

la turație constantă.

Relația $H = f_1(G)$ poartă și denumirea de caracteristica pompei.

În afara celor 4 curbe caracteristice pompelor este necesar să se cunoască curba caracteristică a instalației, $H_{inst} = f(G)$. Într-un sistem de coordonate (H, G) ea reprezintă o parabolă de gradul doi cu ordonata în originea egală cu presiunea statică H_s. La o instalație cu circuit închis (instalație de încălzire) $H_s = 0$, întreaga înălțime de pompare fiind folosită numai pentru învingerea pierderilor de sarcină

$$H_{inst} = M \cdot G^2 \qquad (6.3.2)$$

în care M este modulul de rezistență al rețelei.

Curbele caracteristice ale unei pompe centrifuge sunt prezentate în figura 6.3.1, pentru o turație dată. Dacă turația este cea normală n, debitul G, înălțimea de pompare H și puterea corespunzătoare randamentului maxim se numesc nominale și sunt datele care se înscriu pe plăcuța indicatoare a pompei. Întreprinderile constructoare de pompe, prin cataloagele de produse, prezintă curbele caracteristice obținute prin testări în laboratoare.

6.3.1.2 Funcționarea pompelor în instalații

6.3.1.2.1 Punct de funcționare

Vehicularea printr-o instalație a unui debit de fluid G se face cu ajutorul energiei specifice date de relația 6.3.2. Pentru a stabili debitul transportat este necesară rezolvarea sistemului de ecuații format de caracteristica pompei și caracteristica instalației, ceea ce, grafic, înseamnă găsirea punctului lor de intersecție care are coordonatele H și G. Pentru o funcționare a pompei, în limitele economice, este necesar ca punctului de intersecție (funcționare) să-i corespundă un randament $\eta = 0,9 \ldots 1,0$.

La alegerea pompelor ce urmează a se implementa în instalație este necesar a se avea în vedere următoarele:

- în instalațiile la care variază mult condițiile de intrare și ieșire (modificări importante ale nivelului din rezervorul de aspirație, al presiunii la ieșire - cazul pompelor de condensat) se recomandă utilizarea pompelor în care curba caracteristică a pompei $H = f(G)$ are o formă mai abruptă (fig. 6.3.2, a);
- în instalațiile unde, la variații mari de debite, presiunile rămân aproape constante (instalații de încălzire cu apă caldă) se recomandă utilizarea pompelor în care curba caracteristică a pompei $H = f(G)$ are o formă mai aplatisată (fig. 6.3.2, b).

O instalație, ca urmare a închiderii sau deschiderii unui consumator, poate avea o funcționare stabilă sau instabilă. Perturbațiile produse de rețea deplasează punctul de funcționare de pe curba caracteristică a pompei. Dacă aceste perturbații sunt mici, odată cu eliminarea lor, punctul de funcționare revine la poziția inițială și pompa intră în regim normal de lucru (funcționare stabilă).

În general se poate menționa că atât timp cât punctul de funcționare se află pe ramura descendentă a caracteristicii pompei (debitul pompei este mai mare decât cel minim G_{min} - fig. 6.3.2) funcționarea este stabilă.

6.3.1.2.2 Cuplarea pompelor

În funcție de necesități se pot întâlni situații în care se impune folosirea simultană a mai multor pompe funcționând în paralel sau în serie.

Cuplarea în paralel se realizează când debitele de fluid sunt superioare celor ce pot fi vehiculate prin funcționarea individuală a pompelor, iar cuplarea în serie, la mărirea sarcinii de pompare. În instalațiile de încălzire cuplarea pompelor se utilizează mai rar și anume, la instalațiile mari cu debite de căldură mari, atunci când pompele individuale nu pot asigura debitele solicitate.

La montarea pompelor în paralel este necesar să se aibă în vedere următoarele:

- să se aleagă, pe cât posibil, pompe identice prevăzute fiecare cu clapete de sens, pentru a putea funcționa individual sau în grup;
- în cazul montării de pompe cu caracteristici diferite, se recomandă ca ele să aibă sarcini apropiate.

La montarea pompelor în serie este, de asemenea, necesar:

- folosirea, dacă este posibil, a unei pompe multietajată;
- pompele să aibă aceleași caracteristici hidraulice;
- în cazul cuplării de pompe cu caracteristici hidraulice diferite, debitele lor la sarcină nulă să fie apropiate.

6.3.1.2.3 Cavitația pompelor

Se caracterizează prin apariția, urmată de dispariția, unor bule de gaz și vapori ca urmare a coborârii presiunii lichidului din instalație, sub valoarea presiunii de vaporizare.

Cavitația este extrem de periculoasă pentru pompe, având ca efecte negative:

- produce o uzură rapidă prin eroziunea mecanică și corosiunea chimică a materialului din care este executată

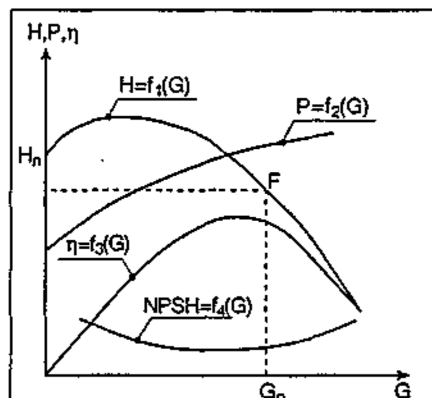


Fig. 6.3.1. Curbele caracteristice ale unei pompe centrifuge.

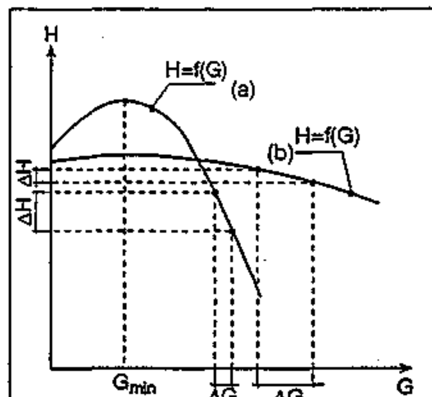


Fig. 6.3.2. Caracteristicile pompei: *a - forma abruptă; b - forma aplatizată.*

pompa;

- produce zgomote și vibrații datorită spargerii bulelor de gaz în masa lichidă;
- reduce randamentul pompei.

Cavitația poate fi provocată de:

- creșterea înălțimii geodezice de aspirație (diferența de nivel între axul pompei și bazinul de aspirație);
- creșterea pierderilor de sarcină pe aspirație datorită creșterii debitului;
- funcționarea pompei în zona debitelor mari cu înălțimi de pompare reduse (pompe de circulație);
- creșterea temperaturii lichidului (pompe de condesat);
- conținutul mare de gaze dizolvate în lichid.

Orientativ, pentru pompele care vehiculează apa caldă, presiunea minimă pe aspirație, pentru a evita cavitația, este:

$t = 75\ °C \quad H_a^{min} = 55$ kPa
$t = 90\ °C \quad H_a^{min} = 90$ kPa
$t = 120\ °C \quad H_a^{min} = 215$ kPa

Exemplu de calcul

Se consideră o instalație care funcționează cu apă caldă cu parametrii 90/70 °C compusă dintr-un cazan, consumator, pompa de circulație, vas de expansiune închis, rețeaua de conducte.

Presiunea din instalație, $H_{NP} = 100$ kPa este asigurată de vasul de expansiune închis. Înălțimea de pompare: $H_p = 80$ kPa.

Se cere să se analizeze modul de funcționare a pompei în funcție de poziția ei în circuitul instalației (fig. 6.3.3).

a) Varianta montării pompei de circulație P pe conducta de ducere și a vasului de expansiune VEI pe conducta de întoarcere (fig. 6.3.3a). Aproximând pierderile de sarcină liniare și locale s-a trasat linia piezometrică pe întregul circuit al instalației, rezultând în final pe aspirația pompei,

$$H_a = H_{NP} - \sum_{VEI}^{P}(Rl+Z) = H_{NP} - \sum_{VEI}^{P}(Rl+Z)_{0,3,4,1}$$
$$= 100 - 30 = 70 \text{ kPa}$$

unde:

$\sum_{VEI}^{P}(Rl+Z)$ sunt pierderile de sarcină pe rețea de la vasul de expansiune la pompă.

Întrucât presiunea minimală pe

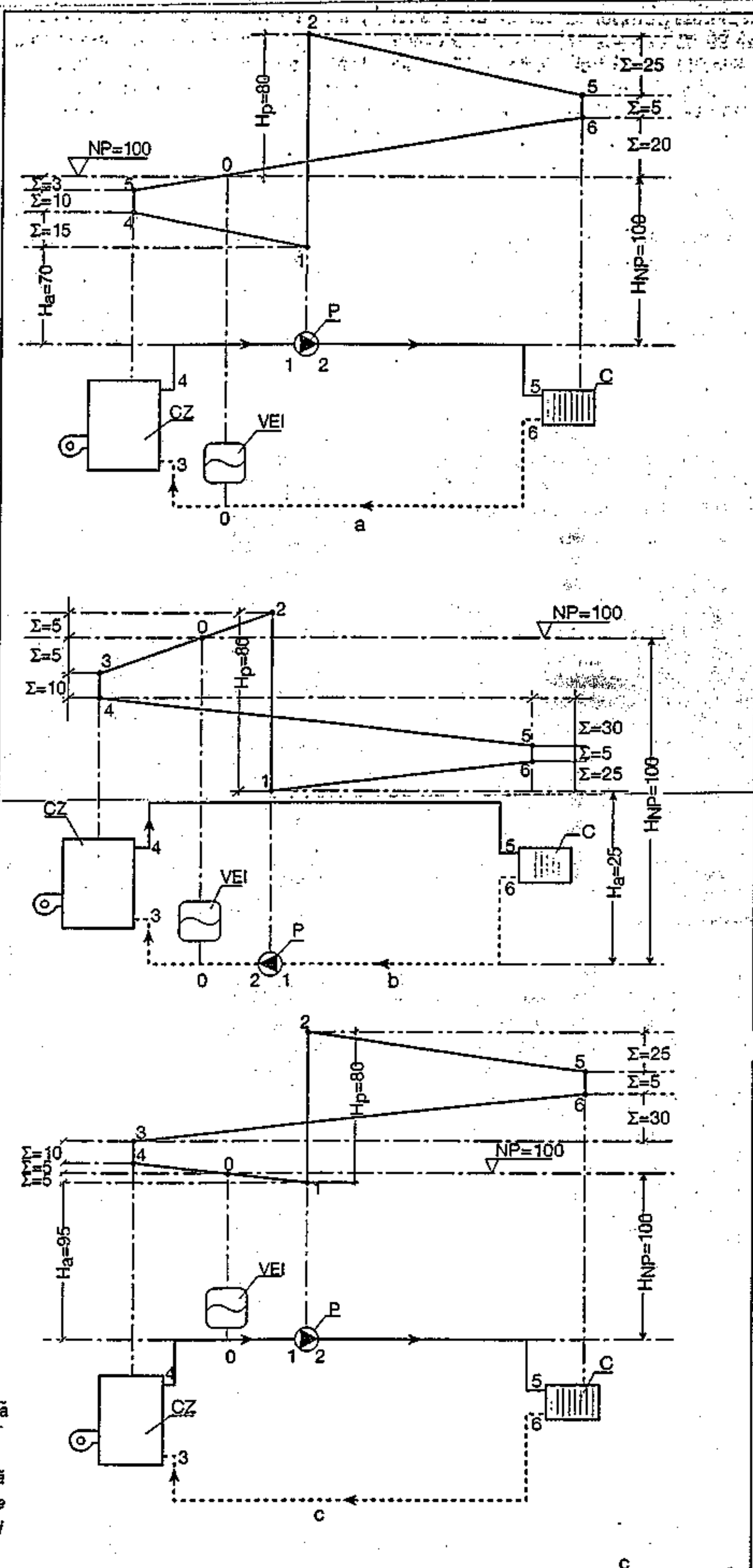


Fig. 6.3.3. Scheme pentru punerea în evidență a fenomenului de cavitație la pompele de circulație;
a - varianta cu pompa de circulație P montată pe conducte de ducere și VEI pe conducta de întoarcere; b - varianta cu pompa de circulații P și VEI montate pe conducta de întoarcere; c - varianta cu pompa de circulație P și VEI montate pe conducta de ducere.

aspiraţia pompei la temperatura apei de 90 °C este de H_a^{min} = 90 kPa există pericolul apariţiei fenomenului de cavitaţie a pompei.

b) Varianta montării pompei de circulaţie P şi a vasului de expansiune pe conducta de întoarcere (fig. 6.3.3, b).

Aproximând pierderile de sarcină, s-a trasat linia piezometrică pe întregul circuit al instalaţiei rezultând, în final, pe aspiraţia pompei.

$$H_a = H_{NP} - \sum_{VEI}^{P}(Rl+Z) = H_{NP} - \sum_{VEI}^{P}(Rl+Z)_{0,3,4,5,6,7}$$

$$=100-75=25 \text{ kPa}$$

Întrucât presiunea normală prin aspiraţia pompei la temperatura apei de 70 °C este de H_a^{min}= 55 kPa, există, de asemenea, pericolul apariţiei fenomenului de cavitaţie a pompei.

c) Varianta montării pompei de circulaţie P şi a vasului de expansiune pe conducta de ducere (fig. 6.3.3, c).

Trasând linia piezometrică pe întregul circuit al instalaţiei rezultă în final pe aspiraţia pompei,

$$H_a = H_{NP} - \sum_{VEI}^{P}(Rl+Z) = H_{NP} - \sum_{VEI}^{P}(Rl+Z)_{0,1}$$

$$=100-5=95 \text{ kPa}$$

Fenomenul de cavitaţie a pompei este eliminat întrucât presiunea minimă pe aspiraţia pompei este de H_a^{min} = 90 kPa, iar în instalaţie se realizează 95 kPa.

În concluzie, se poate sublinia că, pentru eliminarea apariţiei cavitaţiei la pompe, este necesară creşterea presiunii în instalaţie, respectiv, în vasul de expansiune (în varianta a cu minimum 20 kPa; în varianta b, cu minimum 30 kPa).

6.3.1.2.4 Influenţa caracteristicilor fluidelor

În instalaţiile de încălzire, majoritatea pompelor vehiculează lichide şi, în special, apă caldă. Pe lângă acestea, sunt şi cele care pompează produse combustibile (păcură, motorină etc), care au un coeficient de vâscozitate mai ridicat ceea ce duce la modificarea parametrilor de funcţionare. Pompa îşi reduce înălţimea de pompare H, debitul G şi, mai ales, randamentul η, în timp ce puterea absorbită P creşte. Datele caracteristice prezentate de firmele producătoare sunt obţinute numai pe cale experimentală. În tabelul 6.3.7 sunt date câteva indicaţii cu privire la modificările produse de influenţa caracteristicilor fluidelor.

6.3.2. Pompe de circulaţie

Pompele de circulaţie a apei calde în instalaţie sunt, în general, centrifugale monoetajate care au ca element principal în transformarea energetică (energia mecanică în energie hidraulică) interacţiunea dintre palele unui rotor şi fluidul vehiculat. Creşterea energiei lichidului şi, deci, pomparea se datorează fenomenului de centrifugare realizat de mişcarea palelor rotorului ce proiectează radial lichidul de lucru.

Pompele centrifugale monoetajate sunt utilizate curent în instalaţiile de încălzire şi se caracterizează prin debite între 0,5 şi 125 l/s şi înălţimi de pompare de până la 600 kPa (60 m H_2O) fiind considerate pompe de presiune joasă.

Din această categorie fac parte pompele de uz casnic (nevoi gospodăreşti, încălzire, apă caldă de consum, termoficare etc). Tipurile şi caracteristicile tehnice ale pompelor au evoluat atât în funcţie de puterea termică şi importanţa consumatorilor cât şi de sistemele de încălzire adoptate.

Pompele de circulaţie se pot clasifica din punct de vedere al soluţiei constructive după următoarele criterii:

- tipul motorului electric: cu rotor uscat şi rotor umed;
- viteza de rotaţie: constantă, reglabilă în trepte, reglabilă în mod continuu;
- tipul constructiv al dispozitivului de reglare a vitezei de rotaţie: cu variator de viteză de rotaţie încorporat (până la 5,5 kW); cu variator de viteză de rotaţie montat în exterior (până la 55 kW).

Cele mai mari economii de energie le realizează pompele cu rotor umed şi cu dispozitivele înglobate pentru reglarea vitezei de rotaţie.

Majoritatea firmelor producătoare de pompe au împărţit pompele de circulaţie în mai multe categorii de pompe domestice:

- pentru clădiri individuale, din care fac parte: pompele simple, pompele cu debite şi înălţimi de pompare mici;
- pentru colective mici, din care fac parte: pompele simple şi duble, pompele cu flanşe telescopice, pompe monobloc „în linie".

În tabelele 6.3.1 şi 6.3.3 sunt date principalele caracteristici şi domeniile de aplicabilitate ale pompelor de circulaţie de presiune joasă produse de firmele GRUNDFOS, SALMSON şi WILO.

6.3.3. Pompe de presiune ridicată

Din această categorie fac parte pompele industriale, folosite atât pentru circulaţia apei calde sau fierbinţi cât şi pentru alimentarea cu apă, condensat sau combustibili lichizi.

Aceste pompe se caracterizează prin debite şi înălţimi de pompare ridicate cât şi rezistenţă mare la temperaturi ridicate. Ca tipuri de pompe de presiune ridicată se pot menţiona cele:

- centrifuge de presiune ridicată;
- „în linie";
- monobloc „în linie" simple şi duble;
- monobloc orizontale normalizate;
- verticale „în linie" simple şi duble;
- orizontale standard pe postament.

În tabelele 6.3.1, 6.3.3 şi 6.3.4 sunt date principalele caracteristici şi domeniile de aplicabilitate ale pompelor de presiune ridicată produse de GRUNDFOS, WILO şi SALMSON.

6.3.4. Pompe cu roţi dinţate

Sunt folosite pentru pomparea lichidelor cu vâscozitate cuprinsă între 14 şi 350 cSt (3 ... 50 °E), la o temperatură maximă de 80 °C şi care nu conţin în suspensie particule sau impurităţi. În general, se folosesc pompele tip DL (fig. 6.3.4) ale căror caracteristici constructive şi hidraulice sunt date în tabelele 6.3.5 şi 6.3.6.

6.3.5. Reglarea pompelor

6.3.5.1 Necesitatea reglării pompelor

Reglarea constituie un procedeu prin care se urmăreşte modificarea

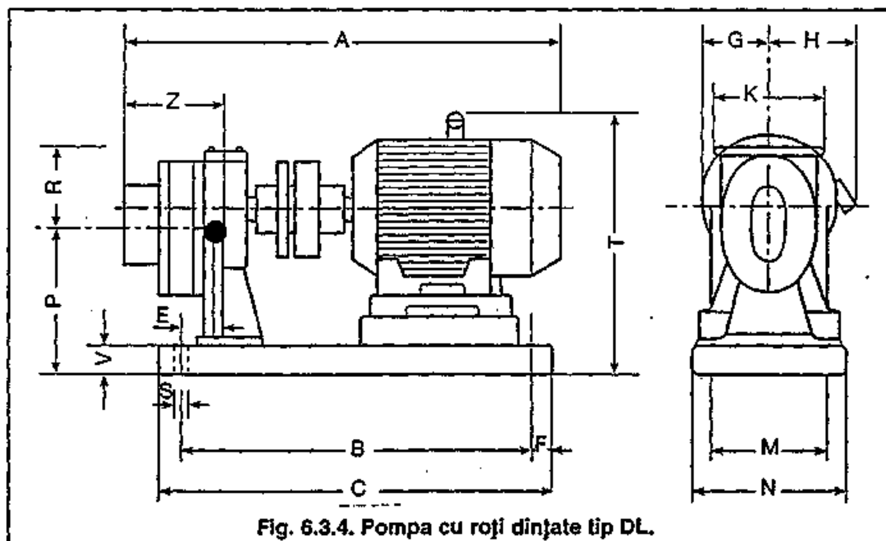


Fig. 6.3.4. Pompa cu roţi dinţate tip DL.

permanentă sau temporară a înălțimii de pompare H și a debitului de fluid G astfel încât pompa să asigure parametrii solicitați.

În instalațiile de încălzire cu apă caldă sau fierbinte, ca urmare a variației condițiilor exterioare pentru asigurarea microclimatului în încăperi, se poate realiza o reglare calitativă sau cantitativă, reglare obținută și cu ajutorul pompelor.

Necesitatea reglării pompelor este strâns legată și de asigurarea unei bune funcționări a instalației de încălzire ca urmare a variației debitelor de fluid din instalație cauzate de:

- obținerea unor reduceri ale debitelor de căldură la consumatori, în funcție de necesarul de căldură solicitat;
- închiderea parțială sau totală a vanelor automate pe diverse circuite sau a robinetelor termostatice la corpurile de încălzire.

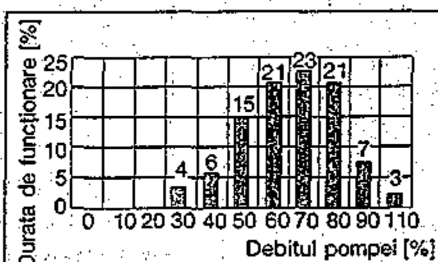


Fig.6.3.5. Ciclul de funcționare într-o instalație de încălzire.

Prin reglarea pompelor se urmărește o scădere a debitelor de fluid și, implicit, a înălțimii de pompare, în concordanță cu solicitările consumatorilor, realizându-se în felul acesta economii importante de energie.

Practica a demonstrat că perioada de asigurare a agentului termic, la parametrii maximi (de regim), este destul de scurtă, ea reducându-se la un număr destul de mic de zile. Ciclul de funcționare al unei pompe, în perioada de încălzire este prezentat în fig. 6.3.5. Se observă că, la debitul maxim, pompa funcționează cca. 30 % din durata totală de exploatare; cel mai mult funcționând cu un debit de 70 % din debitul normal, aceasta reprezentând circa 23 % din perioada de funcționare.

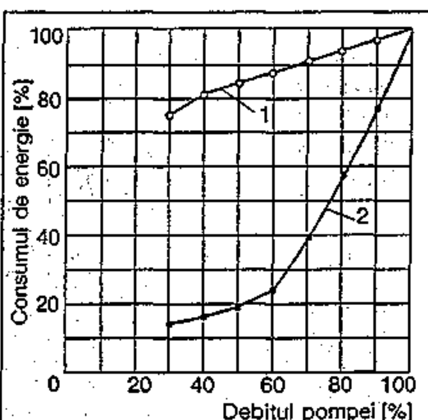


Fig. 6.3.6. Consum de energie funcție de tipul pompei:
1 - pompă cu turație fixă; 2 - pompă cu turație variabilă.

În funcție de modelele de reglare, adoptate în exploatare, consumurile energetice sunt diferite (fig. 6.3.6). Forma unei curbe de consum energetic depinde de randamentul în ansamblu al instalației, configurația rețelei de conducte, punctul de funcționare și na-

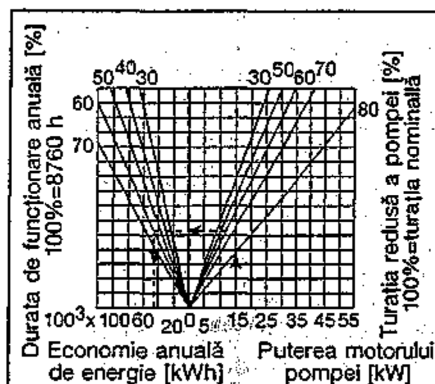


Fig. 6.3.7. Economia de energie anuală în varianta pompelor cu turație variabilă.

Tabelul 6.3.6 Caracteristicile hidraulice ale pompelor tip DL cu roți dințate

Tipul pompei		n = 960 rot/min								n = 1460 rot/min							
		Presiunea [bar]															
		2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
DL_1	Q [l/min]	10,2	10,0	9,8	9,3	8,9	8,5	8,0	7,5	15,8	15,5	14,9	14,2	13,8	13,4	13,0	12,3
	N [kW]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	1,1	1,1	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,1	1,1	1,1
DL_2	Q [l/min]	12,0	11,7	11,4	11,0	10,7	10,2	9,8	9,2	18,6	18,1	17,6	16,9	16,1	15,7	15,0	14,2
	N [kW]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	1,1	1,1	0,8	0,8	0,8	0,8	1,1	1,1	1,1	1,5
DL_3	Q [l/min]	22,4	22,2	21,9	21,0	20,0	19,3	18,7	17,9	35,0	34,0	33,0	31,5	30,0	28,6	27,0	25,9
	N [kW]	0,8	0,8	0,8	0,8	1,1	1,1	1,5	1,5	0,8	0,8	1,1	1,1	1,5	1,5	2,2	2,2
DL_4	Q [l/min]	27,1	26,2	25,7	24,9	23,9	23,0	22,0	20,5	42,0	40,5	38,5	37,5	36,0	34,0	32,5	31,0
	N [kW]	0,8	0,8	0,8	1,1	1,1	1,5	1,5	1,5	0,8	0,8	1,1	1,1	1,5	1,5	2,2	2,2
DL_5	Q [l/min]	50,0	48,5	47,0	45,0	43,0	41,5	39,5	38,0	74,5	73,0	71,0	69,0	67,5	65,0	62,3	59,0
	N [kW]	0,8	1,1	1,5	1,5	2,2	2,2	2,2	3,0	1,1	1,5	1,5	2,2	2,2	3,0	3,0	4,0
DL_6	Q [l/min]	61,0	59,5	57,5	55,5	54,0	51,5	49,5	48,0	94,0	92,0	90,0	87,5	85,0	82,0	79,5	76,0
	N [kW]	1,1	1,1	1,6	2,2	2,2	3,0	3,0	3,0	1,5	1,5	2,2	2,2	3,0	3,0	4,0	4,0
DL_7	Q [l/min]	110	107	104	100	97	95	90,5	88	165	161	159	155	150	144	139,5	133
	N [kW]	2,2	2,2	3,0	4,0	4,0	5,5	5,5	7,5	3,0	4,0	4,0	5,5	7,5	7,5	10,0	10,0
DL_8	Q [l/min]	131	130	128	122	120	155	110	108	205	202	199	192	188	180	174	170
	N [kW]	2,2	3,0	4,0	4,0	5,5	5,5	7,5	7,5	4,0	4,0	5,5	5,5	7,5	7,5	10,0	10,0
DL_9	Q [l/min]	250	245	235	230	222	—	—	—	355	350	340	330	320	—	—	—
	N [kW]	4,0	5,5	7,5	7,5	7,5	—	—	—	5,5	7,5	10,0	10,0	10,0	—	—	—
DL_{10}	Q [l/min]	295	290	281	275	265	—	—	—	425	422	410	395	382	—	—	—
	N [kW]	5,5	7,5	7,5	7,5	10,0	—	—	—	7,5	7,5	10,0	10,0	13,0	—	—	—
DL_{11}	Q [l/min]	490	480	465	450	440	—	—	—	750	730	710	690	675	—	—	—
	N [kW]	5,5	7,5	10,0	13,0	17,0	—	—	—	7,5	10,0	13,0	17,0	22,0	—	—	—
DL_{12}	Q [l/min]	590	580	565	550	535	—	—	—	890	875	850	830	300	—	—	—
	N [kW]	5,5	7,5	10,0	13,0	17,0	—	—	—	7,5	10,0	13,0	22,0	30,0	—	—	—

tura echipamentului de reglare și comandă. Din analiza celor două curbe se observă că utilizarea pompelor cu turație variabilă (curba 2) duce la consumuri de energie mult reduse în raport cu utilizarea pompelor cu turație fixă (curba 1).

După modul de comportare în funcționare a pompelor se pot trage următoarele concluzii:

- variația debitului folosind pompa cu turație fixă duce la diminuarea randamentului hidraulic, la supraîncălzirea motorului și la deteriorarea lui, ca urmare a apariției fenomenului de cavitație;

- variația debitului folosind pompe cu turație variabilă, asigură menținerea unui randament hidraulic ridicat, elimină fenomenul de supraîncălzire a motorului, reduce substanțial consumul de energie și nu generează fenomenul de cavitație. Rezultă că pompele cu turație variabilă se impun a fi montate în instalații acolo unde au loc variații importante de debite în timpul funcționării.

Costurile de investiții cu instalațiile auxiliare de menținere a siguranței pompelor cu turație variabilă reprezintă circa10 % din tabelul cheltuielilor de exploatare. Rezultă că economia de energie realizată, duce la amortizarea investițiilor într-un timp foarte scurt. Diagrama din figura 6.3.7 permite calculul economiei de energie electrică , în cazul utilizării pompelor cu turație variabilă, în funcție de puterea motorului pompei și raportul debitelor G/G_{max} și durata de funcționare anuală a pompei. Astfel, pentru o putere instalată de 15 kW, cu o funcționare a pompei la un debit mediu de 70 % din debitul nominal, pe o durată de 60 % din totalul orelor dintr-un an (5 300 ore) se realizează o economie de aproximativ 43 000 kWh. La prețul de 1000 lei/kWh (la nivelul anului 2000), economia este de 43 000 000 lei.

6.3.5.2 Posibilități de reglare

Posibilitățile de reglare a pompelor depind de destinația clădirii, regimul de funcționare a instalației, numărul și caracteristicile tehnice ale pompelor etc.

Reglarea regimului pornit/oprit este cea mai simplă. Pornirea și oprirea se fac automat în funcție de parametrii agentului termic sau de condițiile de la consumator (termostat de cameră). Sistemul de reglare permite economisirea de energie electrică la nivelul pompei.

Reglarea în regim redus de căldură apare ca o necesitate la clădirile care nu sunt locuite după amiaza și noaptea. De asemenea, această soluție apare ca necesară și la reducerea regimului de funcționare în timpul nopții, la majoritatea clădirilor locuite.

Reglarea se poate realiza prin scăderea temperaturii parametrilor agentului termic (apa caldă), pompa de circulație funcționând la caracteristicile hidraulice normale (debitul G și înățimea de pompare H). Toate robinetele termostatice de la corpurile de încălzire sunt deschise. Soluția prezintă avantajul că economisește căldura, prin reducerea temperaturii agentului termic, dar și dezavantajul consumului de energie maxim, pompa lucrând cu debit maxim G.

Reglarea prin by-pass. Din construcție, unele pompe au un canal de legătură între aspirație și refulare. La trecerea fluidului prin pompă, o parte din debitul pompei, la înălțimea de pompare respectivă, este dirijat spre instalație, iar cealaltă parte a debitului va circula în corpul pompei. Această reglare este manuală și se face o singură dată, la punerea în funcțiune a instalației. Soluția nu este agreată, pe de o parte, deoarece este puțin probabil ca în timpul unei variații de debite, în instalație, pompa să realizeze reglarea prin by-pass iar, pe de altă parte, nu realizează nici o economisire de energie electrică.

Reglarea prin variația turației rotorului pompei. Modificarea turației (vitezei) rotorului pompei este procedeul cel mai economic de reglare a parametrilor de funcționare. De aceea, pompele de circulație sunt prevăzute cu mai multe viteze de rotație. Reglarea variației turației rotorului unei pompe se poate face:

- *continuu prin tăierea de fază* (reglare cu ajutorul tiristorilor);

Avantajele soluției sunt: soluție ieftină, cu amortizarea instalațiilor într-un timp scurt; necesită puține componente electrice și electronice pentru construirea regulatorului; tensiunea de alimentare poate fi de 1 x 220 V sau 3 x 380 V;

Dezavantajele soluției: este limitată la pompele de circulație la care intensita-

Tabelul 6.3.7 Influența viscozității asupra parametrilor de funcționare

Viscozitatea		Modificarea parametrilor funcționali		
E	cSt	Scăderea debitului [%]	Scăderea sarcinii [%]	Creșterea puterii [%]
4	30	0 ... 5	0	5
5 ... 10	37,5 ... 75	5 ... 25	5 ... 20	5 ... 30
11 ... 120	82,5 ... 900	25 ... 45	20 ... 40	30 ... 60

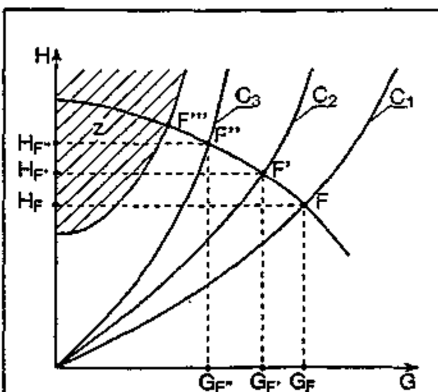


Fig 6.3.8. Variațiile presiunilor în instalație în funcție de închiderea robinetelor de reglare:
C_1, C_2, C_3 - curbele caracteristice ale rețelei; z - zona de zgomot.

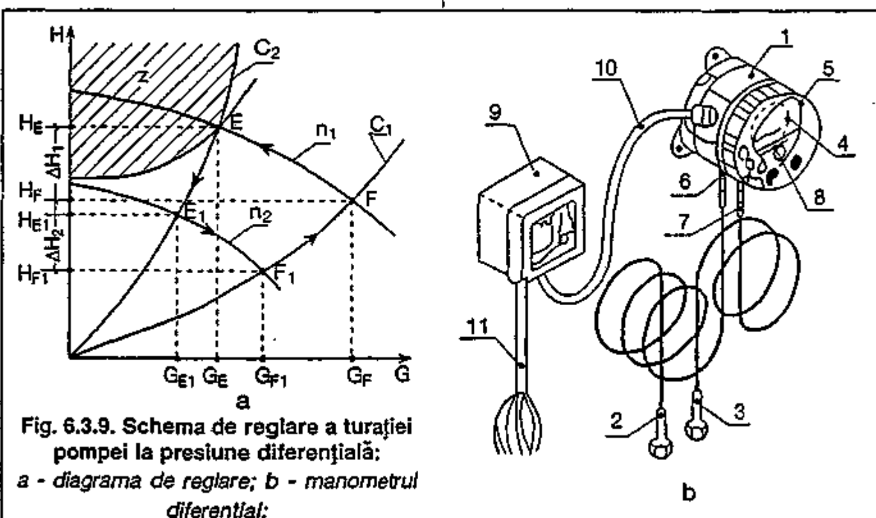


Fig. 6.3.9. Schema de reglare a turației pompei la presiune diferențială:
a - diagrama de reglare; b - manometrul diferențial;
C_1 și C_2 - curbele caracteristice ale rețelei; n_1 și n_2 - curbele caracteristice ale pompei; 1 - manometru; 2 - racord de aspirație; 3 - racord de refulare; 4 - domeniu de lucru; 5 - presiune diferențială reală; 6 - inițializare la zero; 7 - șurub de reglare pentru creșterea presiunii; 8 - șurub de reglare pentru scăderea presiunii; 9 - relee; 10 - cablu de racordare; 11 - alimentare; z - *zona de zgomot.*

tea curentului de alimentare nu depășește 3 A (la un motor standard acesta corespunde la o putere de 3 ... 4 kW); randamentul scăzut al motorului electric;

- *prin variația frecvenței de schimbare a tensiunii* pentru menținerea câmpului de rotație constant.

Avantajele soluției constau din: randamentul motorului destul de ridicat; tensiunea de alimentare poate fi monofazată sau trifazată etc.

Dezavantajele ce se pot menționa: necesită multe componente electrice și electronice; riscul defectării este mare; soluția este scumpă etc.

6.3.5.3 Reglarea turației pompei în funcție de presiunea diferențială

Soluția constă în schimbarea turației rotorului pompei atunci când se recurge la o reglare cantitativă care constă din închiderea sau deschiderea robinetelor de reglare (robinete termostatice) de la corpurile de încălzire în funcție de necesarul de căldură solicitat.

Închiderea robinetelor de alimentare cu agent termic a consumatorilor (corpurile de încălzire) duc la modificarea curbei caracteristice rețelei având loc o creștere a înălțimii de pompare *H* și o scădere a debitului *G* (fig. 6. 3. 8). Presiunea (înălțimea de pompare) pompei crește din ce în ce mai mult pe măsură ce se închid robinetele de alimentare cu apă (agent termic) a consumatorilor, iar punctul de funcționare F se va deplasa spre stânga F', F") pe caracteristica pompei. Există pericolul apariției zgomotului produs de robinetele de închidere în cazul în care punctul de funcționare F" se va găsi în apropierea zonei de zgomot. Pentru eliminarea acestui pericol este necesară modificarea turației pompei, operație care se realizează astfel (fig. 6.3.9a):

- un manometru diferențial (fig. 6.3.9b) citește diferența de presiune ΔH_1 (dintre presiunea pompei în regim de funcționare în zona de zgomot - punctul E și presiunea pompei în regim de funcționare normală - punctul F);
- se acționează asupra inversorului de contact schimbând turația pompei din 1 în 2, iar punctul de funcționare din E în E_1.

În cazul în care la consumator se solicită căldură, deci robinetele de la corpurile de încălzire se deschid, punctul E_1 se va deplasa spre F_1; se constată că debitul de agent termic este redus, necesitățile nu sunt asigurate, ceea ce impune o nouă modificare a turației pompei:

- manometrul diferențial citește diferența de presiune ΔH_2 (dintre presiunea pompei în regim de funcționare normală a instalației-punctul F și presiunea pompei din F_1 de funcționare);
- se acționează prin intermediul inversorului de contact, asupra motorului pompei, revenind de la turația 2 la turația 1 și, implicit, la punctul de funcționare F.

În concluzie, reglarea turației pompei se poate face cu ajutorul unui manometru diferențial (fig. 6.3.6, b) reglat

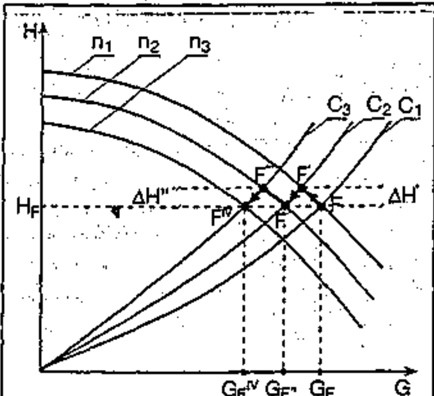


Fig. 6.3.10. Schema de reglare a turației pompei de presiune constantă:
C_1, C_2 și C_3 - curbele caracteristice ale rețelei; n_1, n_2 și n_3 - curbele caracteristice ale pompei.

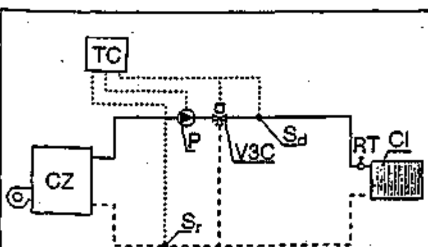


Fig 6.3.11. Schema de reglare a turației pompei în funcție de Δt:
C_z - cazan; P - pompă de turație variabilă; V3C - ventil cu 3 căi; S_d și S_r - sonde de temperatura pe conductele de ducere și întoarcere; RT - robinet termostatat; CI - corp de încălzire; TC - tablou de comandă.

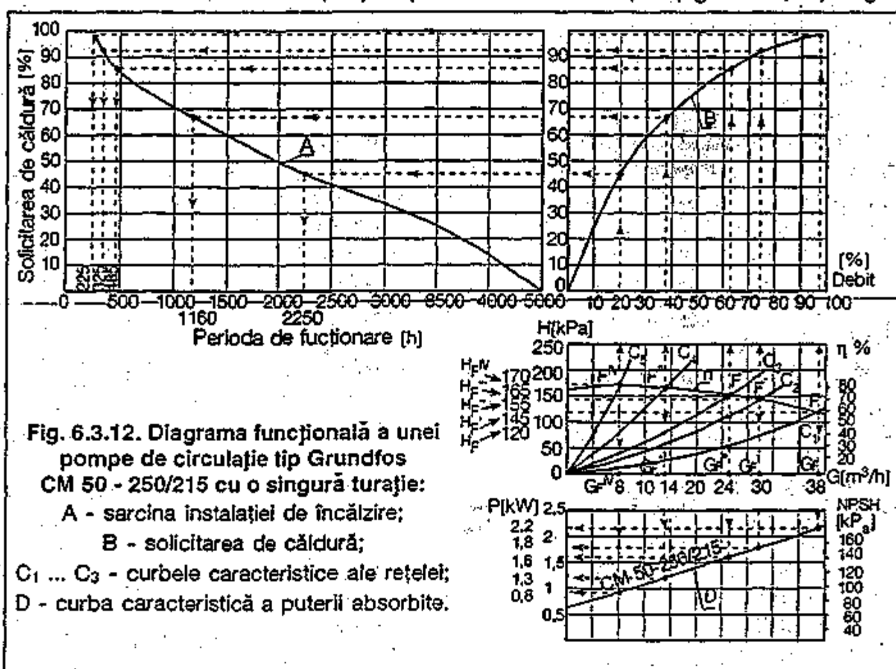


Fig. 6.3.12. Diagrama funcțională a unei pompe de circulație tip Grundfos CM 50 - 250/215 cu o singură turație:
A - sarcina instalației de încălzire;
B - solicitarea de căldură;
C_1 ... C_3 - curbele caracteristice ale rețelei;
D - curba caracteristică a puterii absorbite.

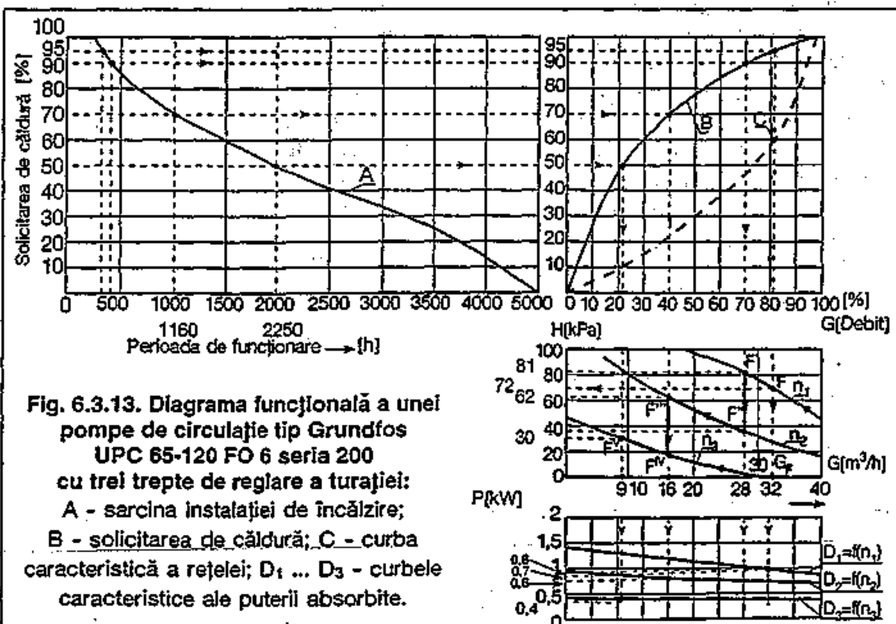


Fig. 6.3.13. Diagrama funcțională a unei pompe de circulație tip Grundfos UPC 65-120 FO 6 seria 200 cu trei trepte de reglare a turației:
A - sarcina instalației de încălzire;
B - solicitarea de căldură; C - curba caracteristică a rețelei; D_1 ... D_3 - curbele caracteristice ale puterii absorbite.

pentru două presiuni diferențiale ΔH_1 și ΔH_2, presiuni care corespund parametrilor de funcționare a instalației.

Metoda de reglare este ușoară, sigură și eficientă.

6.3.5.4 Reglarea turației pompei la presiune constantă

Soluția constă în menținerea în instalație a unei presiuni constante H_F atunci când are loc reglarea calitativă, respectiv, închiderea sau deschiderea robinetelor termostatice de la corpurile de încălzire. Presiunea este menținută constantă cu ajutorul unui variator de viteză acționat automat de la un captator diferențial care citește presiunea din instalație.

Operațiunea de reglare se realizează astfel (fig. 6.3.10):

- la alimentarea normală cu agent termic, punctul de funcționare a instalației este F (H_F, G_F), situat pe curba 1 a pompei de circulație;
- pe măsură ce consumul de căldură scade iar robinetele termostatice se închid, punctul de funcționare F se deplasează spre stânga, odată cu schimbarea curbei caracteristice a rețelei, și devine F'. Captatorul presiunii diferențiale sesizează creșterea de presiune ΔH și o transmite variatorului de viteză, care schimbă din nou turația pompei din poziția n_1 în poziția n_2 și odată cu aceasta punctul de funcționare devine F", pe curba n_2;
- dacă robinetele continuă să se închidă, punctul de funcționare F" de pe curba de turație n_2 se va deplasa în F''' având loc o nouă creștere a presiunii în instalație. Captatorul presiunii diferențiale sesizează creșterea presiunii $\Delta H''$ și o transmite variatorului de viteză care schimbă din nou turația pompei din poziția n_2 în poziția n_3 și, odată cu aceasta, punctul de funcționare devine F^{IV} pe curba n_3.

În felul acesta în instalație este asigurată, pe cât posibil, o presiune constantă H_F.

Procesul de reglare poate avea loc și invers, adică de revenire la turațiile n_2 și n_1 în funcție de solicitările de căldură la corpurile de încălzire, respectiv, de gradul de deschidere a robinetelor termostatice. Presiunea de regim H_F din instalație poate fi reglată cu ajutorul unui buton fixat pe regulator sau pe variatorul de viteză. Această presiune se găsește totdeauna sub limita de zgomot.

6.3.5.5 Reglarea turației pompei în funcție de ecartul de temperatură Δt

Soluția constă în schimbarea turației rotorului pompei în funcție de temperatura $\Delta t = t_d - t_i$

Operațiunea de reglare are loc astfel (fig. 6.3.8.):

- cu ajutorul a două sonde se măsoară temperatura apei din conductele de ducere t_d și de întoarcere t_i rezultând diferența Δt;
- la funcționarea instalației la parametrii Δt = 20 °C, toate robinetele termostatice de la corpurile de încălzire sunt deschise și pompa circulă, în instalație, debitul normal de apă;
- odată cu scăderea consumului de căldură, robinetele termostatice se închid, presiunea din instalație începe să crească, iar debitele de agent termic să scadă.

Temperatura apei de ducere t_d rămânând constantă, pe conducta de întoarcere, temperatura t_i crește și, odată cu aceasta, scade și ecartul de temperatură Δt;

- pe măsură ce ecartul de temperatură scade, se acționează asupra turației pompei astfel încât, în instalație, presiunea să scadă iar pompa să vehiculeze un debit mai mic de apă.

Schema de reglare este mai eficientă în cazul instalațiilor de încălzire cu vane cu trei căi.

6.3.5.6 Reglarea turației pompei în funcție de ecartul de temperatură Δt și temperatura exterioară t_e

Spre deosebire de schema de reglare descrisă la § 6.3.5.5, în cazul de față, diferența de temperatură Δt depinde de temperatura exterioară t_e. Instalația este prevăzută, în plus, cu un microprocesor cu trei sonde de temperatură (o sondă pe conducta de întoarcere, una pe conducta de intrare și alta la exterior).

Difența de temperatură Δt se programează în funcție de temperatura exterioară t_e, considerând constantă temperatura de ducere t_d. Curba rezultantă Δt va fi urmărită de microprocesor reglând continuu turația pompei.

Soluția poate fi adoptată și în varianta reglării turației pompei, funcție de ecartul de temperatură Δt și temperatura interioară t_i.

6.3.6 Alegerea pompelor de circulație

Având în vedere gama foarte diferită de tipuri de pompe de circulație și ținând seama de particularitățile pe care le prezintă se recomandă ca alegerea lor să se facă în următoarea ordine:

1. pompe sau grup de pompe cu rotor umed cu dispozitiv de reglare umedă a turației pompei, încorporat;
2. pompe sau grup de pompe cu rotor umed cu dispozitiv de reglare în trepte a turației pompei;

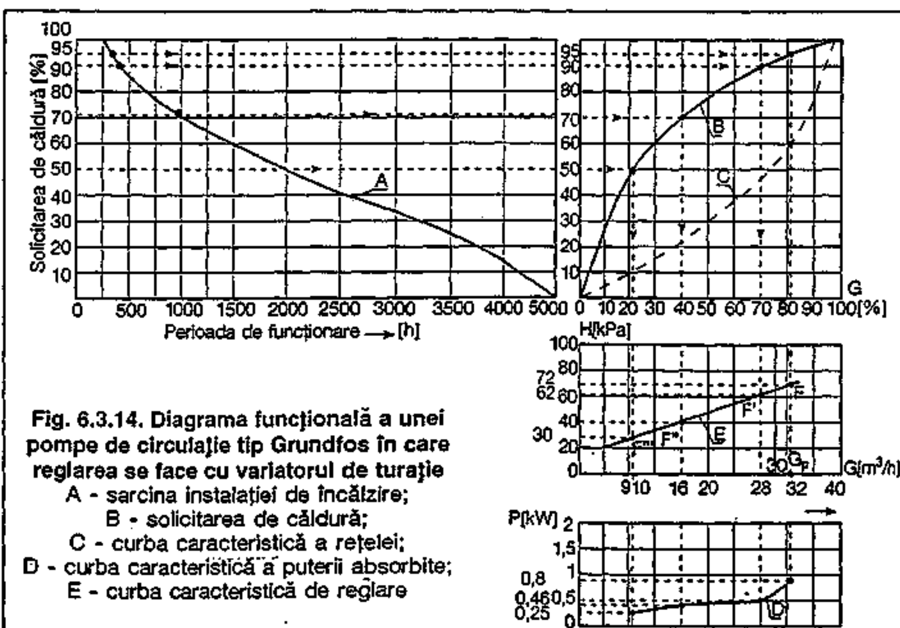


Fig. 6.3.14. Diagrama funcțională a unei pompe de circulație tip Grundfos în care reglarea se face cu variatorul de turație
A - sarcina instalației de încălzire;
B - solicitarea de căldură;
C - curba caracteristică a rețelei;
D - curba caracteristică a puterii absorbite;
E - curba caracteristică de reglare

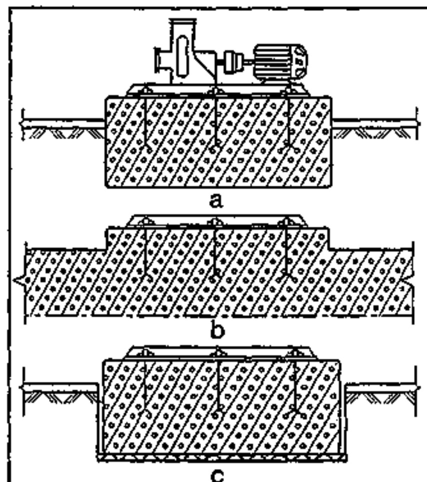


Fig. 6.3.15. Montarea pompelor pe postamente
a - fixarea rigidă prin șuruburi; b - fixarea rigidă pe fundație comună cu radierul clădirii; c - fixarea rigidă pe fundație cu rezemare elastică

3. pompe sau grup de pompe cu rotor uscat (pompe simple sau duble) cu dispozitiv, exterior sau înglobat, de reglare a turației pompei.

Exemplul de calcul 2

Se consideră o instalație de încălzire cu apă caldă, bitubulară, cu circulație forțată care are punctul de funcționare F definit prin parametrii hidraulici G_F = 230 m³/h și H_F = 120 kPa (12 m H_2O).

Solicitarea de căldură, exprimată în procente, pe durata perioadei de încălzire, exprimată în ore, precum și sarcina termică transportată de debitul de apă la un ecart de temperatură Δt = 20 °C sunt prezentate grafic în figura 6.3.9.

Rezolvare

S-au luat în studiu pompele tip Grundfos, analizându-se următoarele situații:

a. Varianta cu pompă de circulație cu turație constantă și curbe caracteristice ale rețelei diferite în funcție de deschiderea robinetelor termostatice.

S-a ales din catalogul de pompe Grundfos, pompa de circulație tip CM 50 - 250/215 cu o turație constantă.

Din combinarea curbelor prezentate în figura 6.3.8 cu curba caracteristică a pompei alese, pe care s-au trasat curbele caracteristice ale rețelei în funcție de deschiderea robinetelor termostatice, se pot citi caracteristicile hidraulice ale punctelor de funcționare F, F', F'', F''', F'ᵛ, respectiv debitele de apă G_F, G^I_F, G^{II}_F, G^{III}_F, G^{IV}_F precum și presiunile H_F, H^I_F, H^{II}_F, H^{III}_F, H^{IV}_F. Valorile au fost centralizate în tabelul 6.3.8.

b. Varianta cu pompă de circulație cu turație variabilă, cu reglarea în trepte, cu o singură curbă caracteristică a rețelei, în care punctul de funcționare F este definit de H_F = 120kPa și G_F = 38 m³/h, este trasată sub curba de solicitare de căldură (fig. 6.3.10). Rolul robinetelor termostatice, în acest caz, este de a corecta punctul de funcționare.

Contând pe corectarea punctului de funcționare de către robinetele termostatice s-a căutat reducerea sarcinii termice cu 5%. În acest caz caracteristicile hidraulice al punctului de funcționare F (fig. 6. 3. 10) sunt:

G_F = 38 x 0,8 ≈ 32 m³/h

H_F = 12 x 0,6 = 72 kPa

S-a ales din catalogul de pompe Grundfos pompa de circulație tip UPC 65 - 120 F0 6/seria 200 cu trei trepte de reglare a turației.

Ținând seama de variația sarcinii instalației în perioada de încălzire, necesarul de căldură solicitat și caracteristicile pompei, în funcție de turație, în figura 6.3.10. este prevăzută diagrama funcțională a pompei de circulație unde reglarea se realizează prin modificarea treptelor de turație.

Punctul de funcționare F (care corespunde situației de asigurare a 95% din necesarul de căldură) odată cu scăderea necesarului de căldură se deplasează succesiv:

- pe curba de turație n_1 - din F în F' cu comanda de trecere pe curba de turație n_2;
- pe curba n_2 - din F^{II} în F^{III} cu comanda de trecere pe curba de turație n_3;
- pe curba de turație n_3 - din F^{IV} în F^{V}.

Odată cu creșterea solicitării necesarului de căldură, procesul de reglare a pompei are loc invers; comenzile pe care le primește motorul pompei sunt de trecere succesivă de la turația n_3 la n_2 și de la turația n_2 la n_1.

Valorile caracteristicilor hidraulice ale pompei precum și consumurile de energie electrică în perioada de funcționare au fost centralizate în tabelul 6.3.9.

c. Varianta cu pompă de circulație cu variator de turație înglobat, cu o singură curbă caracteristică a rețelei, trasată sub curba de solicitare de căldură. Ca și în varianta b, se contează pe corectarea punctului de funcționare de către robinetele termostatice, reducându-se astfel sarcina termică cu 5%, obținându-se aceleași caracteristici hidraulice G_F = 32 m³/h și H_F = 72 kPa.

S-a ales din catalogul de pompe Grundfos pompa de circulație tip UPE 65-120 F0 6 seria 2000.

Ținând seama de variația sarcinii instalației în perioada de încălzire, necesarul de căldură, caracteristica rețelei și caracteristica pompei, în figura 6.3.44. este prezentată diagrama funcțională a pompei de circulație, unde reglarea se face cu variatorul de turație acționat automat de un captator diferențial (care citește presiunea din instalație).

Valorile caracteristicilor hidraulice ale pompei precum și consumurile de energie electrică în perioada de funcționare sunt centralizate în tabelul 6.3.10.

Analizând cele trei variante de pompe de circulație alese pentru a asigura condițiile cerute prin temă se poate concluziona:

- pompa cu turație fixă are puterea instalată cea mai mare (2,2 kW) precum și consumul de energie cel mai ridicat E = 5294 kWh (cu 217 % față de pompe cu CM 50-250/215 și cu 440 % față de pompa UPE 65-120 F0 6 seria 2000);
- pompele cu turație variabilă, deși asigură numai 95 % din necesarul de căldură, realizează economii însemnate de energie electrică funcționând în perioada de încălzire în același timp (4 595 h);
- diferențe de 5 % din necesarul de căldură poate fi acoperit prin reglarea realizată local la corpurile de încălzire cu ajutorul robinetelor termostatice.

Rezultă ca soluție de adoptat una din variantele **b** sau **c**, având-se în vedere și costul de investiție.

6.3.7. Montarea pompelor

Se face diferențiat, direct pe conductă, pe fundații elastice sau în fundații masive, în funcție de tipodimensiuni. Fixarea pompelor pe fundații se face prin intermediul unui postament (batiu) care poate fi și suport pentru motorul de acționare.

În figura 6.3.15. sunt prezentate câteva tipuri de fundații masive, utilizate la montarea pompelor monobloc (pompă + motor):

- fixare rigidă prin șuruburi de ancorare a batiului de fundația masivă independentă (fig. 6.3.15, a);
- fixare rigidă pe fundație cu rezemare elastică (fig. 6.3.15, c).

Fundația independentă se execută atunci când radierul clădirii nu poate suporta solicitările agregatului de pompare.

Tabelul 6.3.8. Centralizarea datelor rezultate din funcționarea pompei CM 50-250 / 215

Curba de turație	Debit	Presiunea de pompare	Timpul de funcționare	Puterea cerută	Energia electrică consumată	Puterea instalată	Randament pompă	NPSH
—	[m³/h]	[kPa]	[h]	[kW]	[kWh]	[kW]	[%]	[kPa]
C_1	38	120	225	2,2	495	2,2	58	40
C_2	30	145	325	1,8	585	2,2	70	40
C_3	24	155	485	1,6	776	2,2	75	40
C_4	14	165	1 260	1,3	1 638	2,2	80	40
C_5	8	470	2 250	0,8	1 800	2,2	80	40
TOTAL			4 545		5 294			

Caracteristicile constructive ale fundației depind de sarcinile permanente (constante în timp) și dinamice (forțe produse de variația pompei, forțe seismice etc) ca și de rezistența terenului de fundație. Pentru pompe cu turații cuprinse între 300 și 1000 rot/min se recomandă folosirea de fundații cu rezemare elastică, iar pentru pompe cu turații mai mari de 1000 rot/min, se recomandă postamente de fixare rigidă, cu o fundație care să aibă o greutate de 10 până la 20 de ori sarcinile permanente verticale. Pompele pot fi montate și în alte condiții dacă furnizorul menționează în mod deosebit acest lucru.

De asemenea, în capitolele în care se fac referiri la utilizarea pompelor (§ 4.2, 4.3, 4.4, 5.3, 5.4, 5.5 etc) sunt date și alte indicații de montare (§ 4.11), pe lângă cele privind calculele și alegerea lor.

Tabelul 6.3.9. Centralizarea datelor rezultate din funcționarea pompei UPC 65-120 FO 6 Seria 200

Curba de turație	Debit	Presiunea de pompare	Timpul de funcționare*	Puterea consumată	Energia electrică consumată	Puterea instalată
—	[m³/h]	[kPa; mH₂O]	[h]	[kW]	[kWh]	[kW]
n_1	32	72 [7,2]	550	0,7	385	1,36
n_2	28	81 [8,1]	485	0,8	388	1,36
n_3	16	62 [6,2]	1260	0,6	756	1,36
n_4	9	30 [3,0]	2250	0,4	900	1,36
TOTAL			4545		2429	

*S-a considerat același număr de ore de funcționare ca și la pompa de circulație cu turație constantă.

Tabelul 6.3.10. Centralizarea datelor rezultate din funcționarea pompei UPE 65-120 FO 6 Seria 2000

Curba de turație	Debit	Presiunea de pompare	Timpul de funcționare*	Puterea consumată	Energia electrică consumată	Puterea instalată
—	[m³/h]	[kPa; mH₂O]	[h]	[kW]	[kWh]	[kW]
F	32	72 [7,2]	550	0,8	440	1,36
F'	28	62 [6,2]	485	0,46	223	1,36
F''	16	40 [4,0]	1260	0,25	315	1,36
F'''	9	30 [3,0]	2250	0,10	225	1,36
TOTAL			4545		1203	

*S-a considerat același număr de ore de funcționare ca și la pompele de circulație cu turație constantă sau cu turație cu reglare în trepte

Tabelul 6.3.1 Pompe de circulație tip GRUNDFOS

Tip pompă		Date tehnice	Descriere	Avantaje și particularități
Pompă de circulație tip Grundfos Confort UP-N, UP-B Seria 100 Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire, instalații de preparare apă caldă menajeră, instalații de răcire și aer condiționat		G = 0...0.8 m^3/h H = 0...12 kPa T = 2..+95 °C B = 10 bar, Putere: 25 W turație: 2900 r.p.m. Racord: Rp _,G 1 _ Distanța aspirație-refulare: 80, 110 mm Carcasă pompă: inox, bronz Rotor: inox Motor: 220 V, IP 42 Clasa de izolație F	Premiul internațional de design pentru pompe de circulație. Pompe de circulație care se pot monta pe conductă de recirculare apă caldă menajeră sau în instalații de încălzire.	Ceas pentru 24 ore încorporat în pompă pentru programare. Timer încorporat; pompele pornesc și se opresc automat la intervale de 20 minute. Termostat încorporat:; se poate seta pompa la o temperatură a lichidului 35...65 °C.
Pompă de circulație în linie reglabilă tip UPS Series 100 Se utilizează în instalațiile de încălzire cu vane termostatice în case de locuit cu 2 sau mai multe familii și pentru instalații de preparare apă caldă menajeră		G = 0...10 m^3/h H = 0...130 kPa T = -25 °C...+120 °C B = 6 bar, 10 bar, 16 bar Putere: 25 W...270 W Turație: (3) trei trepte Racord: Filet sau flanșă Distanța aspirație-refulare: 130-250 mm Carcasă pompă: inox, fontă sau bronz Motor: 220 V, 380V, IP 44, Clasa de izolație F/H	Pompe de circulație reglabile cu 3 turații, cu motor obturator întrefier cu rotor din inox. Pompe prevăzute cu un sistem automat de eliminare a aerului UPS Airelectric. Pompe simple – UPS sau pompe duble – UPSD. Seria UP 15-25 N pompe de curent continuu 24 V	Cutie de borne modernă și acces ușor. Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune, abraziune și eroziune. Randament ridicat. Nu necesită protecții suplimentare motor electric. Acționate de programatoare Grundfos pentru schimbare de turație la intervale prestabilite. Lagăre unse de apă.
Pompă orizontală cu aspirație axială și refulare radială multietajată tip CH/CHI/ CHIU/ Se utilizează pentru toate instalațiile de alimentare cu apă și aplicațiile din domeniul industrial		G = 0...15 m^3/h H = 0...600 kPa T = -15 °C...+110 °C B = 10 bar Putere: 0.33 kW...2,7 kW Turație: 2900 r.p.m. Racord: filet Rp; Rotor: inox Motor: 220 V, 380 V, IP 44 Clasa de izolație F	Pompe orizontale celulare cu Etanșare frontală cu lagăre comune cu motorul, cu toate piesele în contact cu apă din oțel-inox-crom nichel tip AISI 304 sau AISI 316	Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune, abraziune și eroziune. Randament ridicat. Tratament părți componente pompă prin cataforeză. Etanșare mecanică. Protecție termică în motor.
Pompă de circulație în linie inteligentă reglabilă pe tot domeniul de funcționare, echipată cu microconvertizor de frecvență Grundfos, tip Magna/UPE 2000 Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire		G = 0...80 m^3/h H = 0...120 kPa T = +2...+95 °C(110 °C) B = 6 bar, 10 bar, 16 bar Putere: 25 W...2200 W turație: (3) trei trepte Racord: flanșă Distanța aspirație-refulare: 220-450 mm Carcasă pompă: inox, fontă sau bronz Motor: 220V, 380V, IP 42, Clasa de izolație F/H	Patent Grundfos Pompe de circulație reglabile cu motor cu magneți permanenți și rotor din inox. Au integrat în motor un convertizor static de frecvență. Reglaj în presiune constantă și proporțională. Mod de lucru manual și automat. Regim de zi și regim de noapte. Pompe simple – UPE sau pompe duble – UPED.	Cutie de borne modernă și acces usor. Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune, abraziune și eroziune. Randament ridicat. Lagăre unse de apă. Comunicație BUS prin RS-485 cu GENIbus sau LONbus și conectare la o unitate Pump Management 2000 pentru gestionarea tuturor datelor. Acționare cu telecomandă prin infraroșii Grundfos R100

Tabelulul 6.3.1 Pompe de circulaţie tip GRUNDFOS (continuare)				
Tip pompă		Date tehnice	Descriere	Avantaje şi particularităţi
Pompă de circulaţie în linie reglabilă tip UPS Series 200 Se utilizează pentru toate instalaţiile de încălzire şi pentru instalaţiile de preparare apă caldă menajeră		G = 0...80 m³/h H = 0...180 kPa T = -25 °C...+120 °C B = 6 bar, 10 bar, 16 bar Putere: 25 W...2200 W turaţie: (3) trei trepte Racord: flanşă Distanţa aspiraţie-refulare: 220-450 mm Carcasă pompă: inox, fontă sau bronz Motor: 220V, 380V, IP 44, Clasa de izolaţie F/H	Pompe de circulaţie reglabile cu 3 turaţii, cu motor obturator întrefier cu rotor din inox. Pompe prevăzute cu un sistem automat de eliminare a aerului UPS Airelectric. Pompe simple – UPS sau pompe duble – UPSD.	Cutie de borne modern_ şi acces usor. Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune abraziune şi eroziune. Randament ridicat. Lagăre unse de apă. Module de alarmă şi protecţie motor. Comunicare reţele de monitorizare: GENIbus, LONbus
Pompă de circulaţie în linie tip TP/LM/LP/CLM. Se utilizează pentru toate instalaţiile de încălzire şi pentru instalaţiile de preparare apă caldă menajeră		G=0...840 m³/h H=0...620 kPa T=- 25°C...180 °C B=10 bar, 16 bar, 20 bar Putere: 1,1 kW...45 kW turaţie: 2900, 1450 Racord: flanşă	Pompe de circulaţie cu toate piesele în contact cu lichidul din oţel inoxcrom nichel. Pompe simple TP/LM/LP sau pompe duble LMD/LPD/CLMD/TPD.	Cutie de borne modernă şi acces usor. Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune abraziune şi eroziune. Randament ridicat.

Nr. crt.	Tipul pompei		Tip constructiv	Caracteristici tehnice	Descriere	Utilizare
1	2	3	4	5	6	7
1	Pompe de circulație simple		MXL-MYL-MZL XA15-CXV50	G ≤ 4,5 m³/h H ≤ 60 kPa t ≤ 110 °C B ≤ 10 bar	Pompe de circulație executate din materiale rezistente la coroziune. Corpul cu orificiile filetate sau flanșe se montează direct pe conductă. MXZ, MYZ, MZL sunt pompe cu trei viteze cu selecționarea manuală prin selector. XA15, CXV50 sunt pompe cu multe viteze (5) cu variator electronic care se adaptează foarte bine caracteristicilor reale ale instalației de încălzire.	În instalațiile de încălzire, cu apă caldă din clădirile de locuit individuale.
2	Pompe de circulație simple		CXL	G ≤ 100 m³/h H ≤ 180 kPa t ≤ 20 °C și 140 °C B ≤ 10 bar	Pompe de circulație executate din materiale rezistente la coroziune. Camera rotorului este cu dezaburire automată. Modelele monofazice (220 V) sunt cu trei viteze iar cele trifazice (380 V) sunt cu 2 viteze cu selecționare manuală	În instalațiile de încălzire cu apă caldă din clădirile de locuit individuale sau mici colectivități.
3	Pompe de circulație duble		CXL	G ≤ 8 m³/h H ≤ 75 kPa t ≤ 120 °C B ≤ 10 bar	Idem cu pompele CXL simple. Au în plus un circuit de securitate și posibilitatea selecționării automate a vitezelor.	În instalațiile de încălzire cu apă caldă din clădirile de locuit individuale sau mici colectivități.
4	Pompe monobloc "în linie"		NEC	G ≤ 7 m³/h H ≤ 46 kPa t ≤ 110 °C B ≤ 10 bar	Pompe de circulație centrifugale, monoetajate. Corpul cu orificiile cu aspirație și refulări "în linie" pentru montarea direct pe conducte.	În instalațiile de încălzire cu apă caldă din clădirile de locuit individuale sau mici colectivități.
5	Pompe de circulație cu flanșe telescopice		ZOOM	G ≤ 40 m³/h H ≤ 60 kPa t ≤ 110 °C B ≤ 10 bar	Pompe de circulație cu flanșe telescopice cu distanța variabilă între flanșe pentru poziționarea pe conductă. Etanșeitatea între flanșe și corpul pompei se asigură cu garnituri speciale. Sunt prevăzute cu mai multe viteze cu selecționarea manuală.	În instalațiile de încălzire cu apă caldă din clădirile de locuit individuale sau colective. Ele se pot adapta ușor la instalațiile de încălzire vechi prin înlocuirea rapidă a pompelor de circulație existente.
6	Pompe de circulație simple și duble		EC - 4 poli	G ≤ 65 m³/h H ≤ 80 kPa t ≤ 130 °C B ≤ 10 bar	Pompe de circulație cu flanșe echipate cu aspirație și refularea de prize de presiune. Pompele de circulație duble au corpul unic cu orificiile pe același ax. Sunt prevăzute cu 4 viteze.	În instalațiile de încălzire, cu apă caldă din clădirile de locuit colective și terțiare.

Tabelul 6.3.2. Pompe de circulație tip Salmson

Tabelul 6.3.2. Pompe de circulaţie tip Salmson (continuare)						
1	2	3	4	5	6	7
7	Pompe de circulaţie simple şi duble		EC - 2 poli	G ≤ 72 m³/h H ≤ 185 kPa t ≤ 130 °C B ≤ 10 bar	Pompe de circulaţie cu flanşe echipate cu aspiraţie şi refularea de prize de presiune. Pompele de circulaţie duble au corpul unic cu orificiile pe acelaşi ax. Sunt prevăzute cu 4 viteze.	În instalaţiile de încălzire, cu apă caldă din clădirile de locuit colective şi terţiare.
8	Pompe monobloc simple şi duble		GIM	G ≤ 55 m³/h H ≤ 190 kPa t ≤ 110 °C B ≤ 10 bar	Pompe de circulaţie cu flanşe, cu variator de debit-presiune integrat. Etanşeitatea prin garnituri mecanice normalizate cu membrană. Pompele duble au corpul unic cu orificii de aspiraţie şi refulare în linie.	În instalaţiile de încălzire, cu apă caldă din clădirile de locuit colective şi terţiare.

Tabelul 6.3.3a. Pompe de presiune ridicată tip GRUNDFOS				
Tip pompă		Date tehnice	Descriere	Avantaje şi particularităţi
Pompe inteligente de circulaţie în linie tip TPE/LME/LPE/ CLME. Se utilizează pentru toate instalaţiile de încălzire şi pentru instalaţiile de preparare apă caldă menajeră		G = 0...840 m³/h H = 0...620 kPa T = -25 °C...180 °C B = 10 bar, 16 bar, 20 bar Putere: 1,1 kW...22 kW turaţie: 0...2900 r.p.m. Racord: flanşă Distanţa aspiraţie-refulare: 280-450 mm Carcasă pompă: fontă (GG25, GGG 50) sau bronz Rotor: inox Motor: 220V, 380V, IP 54, Clasa de izolaţie F Motorul are integrat un microconvertizor static de frecvenţă 0...22Kw	Patent Grundfos. Pompe de circulatie cu toate piesele în contact cu lichidul din otel inoxcrom nichel. Pompe simple TPE/LME/LPE sau pompe duble LMDE/LPDE/TPDE Comunicare retele de monitorizare: GENIbus, LONbus	Convertizor de frecvenţă integrat. Nivel scăzut de zgomot. Senzori de presiune şi temperatură montaţi pe pompă şi calibraţi din fabrică. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune abraziune şi eroziune. Randament ridicat. Nu necesită protecţii suplimentare motor. Tratament părţi componente pompă prin cataforeză. Comunicare reţele de monitorizare: GENIbus, LONbus
Pompă de circulaţie, cu ax orizontal, cu aspiraţie axială şi refulare radială tip NK/NB/DNM/DNP Se utilizează pentru toate instalaţiile de încălzire şi pentru instalaţiile de preparare apă caldă menajeră		G = 0...2000 m³/h H = 0...1500 kPa T = -10°C...+180 °C B = 16 bar, 25 bar Putere: 0.37 kW...400 kW turaţie: 2900, 1450, 990 Racord: flanşă DIN Carcasă pompă: fontă (GG25, GGG 50), bronz sau inox Rotor: fontă, bronz, inox Motor: 220 V, 380 V, 0,6KV IP 55, IP65 Clasa de izolaţie F	Pompe de circulaţie monobloc – NB/DNM/ DNP. Pompele pot fi echipate cu convertizoare statice de frecvenţă în motor până la 22 kW NBE/NKE. Pentru puteri > 22 kW se folosesc pompe acţionate de tablouri Grundfos Deltacontrol 2000 cu PLC specializat şi convertizor de frecvenţă.	Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune abraziune şi eroziune. Randament ridicat aprox. 87%. Tratament părţi componente pompă prin cataforeză. Rotor echilibrat hidraulic şi dinamic. Cuplaj special tip SPACER. Etanşare mecanică. Monitorizare temperatură lagăre. Dispozitive automate ungere.

Tabelului 6.3.3a Pompe de presiune ridicată tip GRUNDFOS (continuare)				
Tip pompă		Date tehnice	Descriere	Avantaje și particularități
Pompă orizontală de circulație cu aspirație refulare față în față tip HS Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire și pentru instalațiile de preparare apă caldă menajeră Pompă dublu flux		G = 0...10.000 m³/h H = 0...2500 kPa T = - 25 °C...180 °C B = 16 bar; 25 bar Putere: 0,37 kW...900kW turație: 2900, 1450, 990 r.p.m. Racord: flanșă DIN Carcasă pompă: fontă (GG25, GGG 50), bronz sau inox Rotor: fontă, bronz, inox Motor: 220V, 380V, 0,6KV IP 55, IP65 Clasa de izolație F	Pompă de circulație cu rotor cu dubla aspirație. Pompele pot fi echipate cu convertizoare statice de frecvență în motor până la 22 kW. Pentru puteri > 22 kW se folosesc pompe acționate de tablouri Grundfos Deltacontrol 2000 cu PLC specializat și convertizor de frecvență.	Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune abraziune și eroziune. Randament ridicat aprox. 94 % Tratament părți componente pompă prin cataforeză. Rotor echilibrat hidraulic și dinamic. Etanșare mecanică. Monitorizare temperatură lagăre. Dispozitive automate ungere.
Pompă verticală în linie multietajată din inox tip CR/CV/CPV Se utilizează pentru toate instalațiile de alimentare cu apă și instalații de preparare apă caldă menajeră precum și în toate aplicațiile din domeniul industrial. CR cea mai eficentă și durabilă pompă din lume		G = 0...550 m³/h H = 0...4700 kPa T = - 25 °C...180 °C B =16 bar; 28 bar Putere: 0,37 kW...200 kW Turație: 2900,1450, 990 r.p.m. Racord: filet, flanșă, PJE Carcasă pompă: inox, (GG25, GGG 50) sau bronz Rotor: inox, bronz Motor: 220 V, 380 V, IP 55, Clasa de izolație F	Patent Grundfos. Pompe de presiune, cu toate piesele în contact cu lichidul, din oțel inox-crom nichel (CR). Pompele pot fi echipate cu convertizoare de frecvență în motor până la 22 kW CRE/CVE/ CPVE. Pentru puteri > 22 kW se folosesc pompe acționate de tablouri Grundfos Deltacontrol 2000 cu PLC specializat și convertizor de frecvență.	Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune abraziune și eroziune. Randament ridicat aprox. 82 % părți componente inox AISI 304, AISI 316, AISI 904L, sau titan. Rotor inox executat printr-o tehnologie unică; sudată cu laser în câmp contiunu cu roboți industriali. Etanșare mecanică tip cartuș. Schimbarea etanșării fără intervenții asupra pompei și motorului. NPSH foarte scăzut.
Stații compacte de pompare. Instalații automatizate de ridicare a presiuni tip Hydro 1000/ Hydro 2000. Se utilizează pentru toate instalațiile de alimentare cu apă și instalații de preparare apă caldă menajeră precum și în toate aplicațiile din domeniul industrial		G = 0...2000 m³/h H = 0...4700 kPa T = - 25 °C...180 °C B =16 bar; 28 bar Putere: 0,37 kW...400 kW Turație: 2900, 1450, 990 r.p.m. Racord: filet, flanșă PJE. Stații de pompare complet echipate: clapeți de sens vane de izolare; filtre aspirație; traductori de presiune manifold aspirație inox; manifold refulare inox; manometre tablou comandă și automatizare; modul transmisie date la distanță	Patent Grundfos. Instalații de hidrofor ce folosesc n (1...10) pompe de presiune cu toate piesele în contact cu lichidul din oțel-inox-crom nichel (CR) sau pompe orizontale NK /NB/HS. Pompele pot fi echipate cu convertizoare de frecvență în motor până la 22 kW. Pentru puteri > 22 kW se folosesc pompe acționate de tablouri Grundfos Deltacontrol 2000 cu PLC specializat și convertizor de frecvență.	Nivel scăzut de zgomot. Materiale de înaltă calitate rezistente la coroziune abraziune și eroziune. Randament ridicat aprox. 87 % Parți componente inox AISI 304, AISI 316, AISI 904L, sau titan. Etanșare mecanică pompă tip cartuș.Schimbarea etanșării fără intervenții asupra pompei și motorului. NPSH foarte scăzut. Consum de energie scăzut. Reglaj în cascadă cu Turație fixă și/sau variabiă. Folosirea pompelor cu convertizoare de frecvență integrate în motor.

Tabelul 6.3.3b. Pompe de circulație tip WILO

Tip pompă		Tip constructiv	Caracteristici	Descriere	Utilizare
Pompe de circulație		STAR-RS; STAR-RSL	G ≤ 5 mc/h; H ≤ 70 kPa; t ≤ 110 °C; B ≤ 10 bar	Pompe de circulație cu trei trepte de turație reglabile manual. Varianta RSL este prevăzută cu racord rotativ de aerisire	În instalațiile de încălzire cu apă caldă din locuințele individuale
Pompe de circulație		TOP-S	G ≤70 mc/h; H ≤ 130 kPa; t ≤ 130 °C B ≤ 10 bar	Pompe de circulație cu rotor umed având trei trepte de turație reglabile manual. Sunt echipate standard cu cochilii izolatoare termic	În instalațiile de încălzire centrală cu apă caldă
Pompe de circulație		P; RP	G ≤ 80 mc/h; H ≤160 kPa; t ≤130 °C; B ≤ 10 bar	Pompe de circulație cu rotor umed având patru trepte de turație reglabile manual	În instalațiile de încălzire centrală cu apă caldă, instalații industriale de recirculare
Pompe de circulație		TOP-D	G ≤ 35 mc/h; H ≤ 15 kPa; t ≤ 130 °C; B ≤ 10 bar	Pompe de circulație cu o singură treaptă de turație, ideală pentru instalațiile cu pierderi mici de presiune	În instalațiile de încălzire centrală cu apă caldă, instalații de recirculare a condensului, instalații industriale de recirculare
Pompe de circulație electronice		STAR-E; TOP-E; TOP-ED	G ≤ 90 mc/h; H ≤ 100 kPa; t < 110 °C; B ≤ 10 bar	Pompe de circulație cu 1 sau 2 rotoare având reglarea electronică a turației integrată	În instalațiile de încălzire centrală cu apă caldă, instalații industriale de recirculare
Pompe în linie		IPL	G ≤ 80 mc/h; H ≤150 kPa; t 140 °C; B 16 bar	Pompe centrifuge monoetajate de construcție în linie. Ambele racorduri hidraulice de aspirație și de refulare sunt egale și aliniate	În toate tipurile de instalații pentru încălzire sau de ridicare a presiunii
Pompe în linie		IPn	G 500 mc/h; H 650 kPa; t 140 °C; B 16 bar	Pompe monobloc, centrifugale, monoetajate, de construcție compactă, în linie. Etanșarea mecanică a axului pompei este bidirecțională.	În instalațiile de încăzire și în instalațiile de ridicare a presiunii
Pompe în linie		IPg	G 900 mc/h; H 720 kPa; t 120 °C; B 10 bar	Pompe monobloc, centrifugale, monoetajate, în linie, de construcție compactă. Etanșarea mecanică a axului pompei este bidirecțională și nu necesită lucrări de întreținere	În instalațiile de încăzire și în instalațiile de ridicare a presiunii

Tabelul 6.3.3b. Pompe de circulație tip WILO (continuare)					
Tip pompă		Tip constructiv	Caracteristici	Descriere	Utilizare
Pompe în linie speciale		IPh	G 75 mc/k; H 320 kPa; t 160 °C; B 23 bar	Pompe centrifugale, monobloc, în linie pentru vehicularea fluidelor cu temperaturi și presiuni ridicate.	În instalațiile închise cu apă supraîncălzită, circuitele primare de termoficare, sistemele industriale de schimb de căldură
Pompe în linie electronice		IP-E; IL-E	G 105 mc/h; H 280 kPa; t 120 °C; B 10 bar	Pompe centrifugale, monobloc, monoetajate centrifugale cu reglarea electronică a turației integrată. Racordurile hidraulice egale, aspirația și refularea pe aceeași axă	În instalațiile industriale de încălzire, instalații industriale de recirculare, instalațiile de ridicare a presiunii
Pompe monobloc		Bn; BL	G 300 mc/h; H 650 kPa; t 140 °C; B 16 bar	Pompe monobloc, centrifugale, monoetajate, având axul pompei și axul motorului legate printr-un cuplaj	În instalațiile de încălzire, instalațiile de ridicare a presiunii
Pompe cuplaj flexibil		NP	G 700 mc/h; H 100 kPa; t 140 °C; B 16 bar	Pompe centrifugale, monoetajate, cu aspirația axială și refularea radială verticală, având cuplajul pompă-motor cu flanșe, pe o placă de bază ce se fixează de fundație	În instalațiile de încălzire și de ridicare a presiunii

Tabelul 6.3.3c. Pompe de presiune ridicată tip WILO					
Tip pompă		Tip constructiv	Caracteristici	Descriere	Utilizare
Pompe de înaltă presiune		MVI; MHI	G ≤ 70 mc/h; H ≤ 2500 kPa; t ≤120 °C; B ≤ 25 bar	Pompe oțel inox, centrifugale, multietajate pentru presiune înaltă. Racord în linie pentru aspirație și refulare (MVI).	În instalațiile de alimentare a cazanelor, de ridicare a presiunii, de spălare etc.
Pompe electronice, de ridicare a presiunii		MVIE, MHIE	G 20 mc/h; H ≤ 2200 kPa t ≤ 120 °C; B ≤ 25 bar	Pompe centrifugale, multietajate din oțel inoxidabil. Reglajul turației motorului este realizat electronic și include protecțiile la suprasarcină și lipsă de apă	În instalații de ridicare a presiunii pentru clădiri de locuit sau aplicații industriale

Tabelul 6.3.4. Pompe de presiune ridicată tip Salmson						
Nr. crt.	Tipul pompei		Tip constructiv	Caracte-ristici tehnice	Descriere	Utilizare
1	2	3	4	5	6	7
1	Pompe verticale simple "în linie"		LRC	G ≤ 240 m³/h H ≤ 750 kPa t ≤ 130 °C B ≤ 16 bar	Pompe verticale monobloc cu orificii de aspirație-refulare "în linie". Legătura dintre pompă și motor prin antretoaze. Pompele cu motorul până la 30 kW se pot monta direct pe conducte.	În rețelele de termoficare, la transportul agentului termic. La alimentarea cazanelor, instalației de încălzire, spălare etc.
2	Pompe verticale duble "în linie"		JRC	G ≤ 420 m³/h H ≤ 520 kPa t ≤ 130 °C B ≤ 16 bar	Două pompe centrifuge verticale montate într-un singur corp. Separarea hidraulică printr-o clapetă. Orificiile de aspirație și refulare sunt "în linie".	În rețelele de termoficare, la transportul agentului termic.
3	Pompe orizontale "standard"		NRG	G ≤ 250 m³/h H ≤ 360 kPa t ≤ 110 °C B ≤ 10 bar	Pompe centrifuge cu ax orizontal. Aspirația axială și refularea radială în sus. Legătura dintre motor și pompă prin ajutaj elastic protector.	În instalațiile de încălzire, răcire și apă caldă de consum.
4	Pompe orizontale "standard"		NO	G ≤ 1250 m³/h H ≤ 1500 kPa t ≤ 140 °C B ≤ 16 bar	Pompe centrifuge cu ax orizontal. Aspirația axială și refularea radială în sus. Pompa și motorul montate pe un suport metalic. Legătura pompă-motor este realizată prin cuplaj elastic.	În instalațiilede încălzire, la alimentarea cazanelor, instalații de răcire.
5	Pompe monobloc orizontale		PM	G ≤ 265 m³/h H ≤ 680 kPa t ≤ 110 °C B ≤ 16 bar	Pompe centrifugale. Aspirația axială și refularea verticală. Pompa montată cu un manșon de motor sunt montate pe un suport metalic. Etanșeitatea arborelui este asigurată prin garnituri metalice.	Alimentarea cazanelor și a instalației de încălzire, de spălare etc.
6	Pompe monobloc "în linie" cu auto-răcire		GET	G ≤ 65 m³/h H ≤ 320 kPa t ≤ 210 °C (apă fierbinte) t ≤ 350 °C (fluide termice) H ≤ 9 bar (fluide termice) H ≤ 23 bar (apă fierbinte)	Pompe centrifuge, monobloc. Legătura cu instalația se face prin flanșe. Legătura pompă-motor prin cuplaj clasic. Etanșeitatea arborelui este asigurată prin garnituri mecanice.	Instalați cu apă fierbinte sau cu combustibili lichizi.
6	Pompe normalizate pentru apă fierbinte		NES	G ≤ 2000 m³/h H ≤ 1500 kPa t ≤ 220 °C B ≤ 25 bar	Pompe centrifuge, cu aspirație axială și refularea radială în sus. Pompa și motorul sunt montate pe un suport metalic. Legătura pompă-motor prin cuplaj elastic.	Instalații cu apă fierbinte.

Tabelul 6.3.5. Caracteristicile constructive ale pompelor tip DL cu roți dințate

Electro-pompa tip	Tipul motorului	Motorul	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [in]	E [mm]	F [mm]	G [mm]	H [mm]	K [mm]	M [mm]	N [mm]	P [mm]	R [mm]	S [mm]	T [mm]	V [mm]	Z [mm]
EP/10 - DL_1		0,6 x 1000		390	435	G 3/4	10	22	104	144	105	170	230	182	73	14	299	55	—
EP/10 - DL_2		0,6 x 1000																	
EP/15 - DL_1	AI 32 - 4	1 x 1500	542																
EP/15 - DL_2		1 x 1500	549																
EP/10 - DL_1		1 x 100	585																
EP/10 - DL_2	AI 41 - 6	1 x 1000	592	425	470	G 3/4	10	22	127	175	105	220	280	182	73	14	360	55	122
EP/15 - DL_2	AI 41 - 4	1,7 x 1500	592																112
EP/15 - DL_1	MA890-54A	0,6 x 1500	501	355	400	G 3/4	10												
EP/10 - DL_2		0,6 x 1500	501																
EP/10 - DL_3		0,6 x 1000	—																
EP/10 - DL_3		0,6 x 1000	—																
EP/15 - DL_3		1 x 1500	570	425	470	G 11/4	17	22	104	144	140	180	230	188	95	14	314	55	105
EP/15 - DL_4	AI 32 - 4	1 x 1500	574																109
EP/15 - DL_5		1 x 1500	591																126
EP/15 - DL_3	MA890-54A	0,6 x 1500	530	390	435	G 11/4	17	22	92	147	140	175	220	188	95	14	302	55	105
EP/15 - DL_4		0,6 x 1500	574																109
EP/10 - DL_3		1 x 1000	591																105
EP/10 - DL_4		1 x 1000																	109
EP/10 - DL_5	AI 41 - 6	1 x 1000																	126
EP/10 - DL_6		1 x 1000	641	496	540	G 11/4	63	22	127	175	140	220	285	188	95	14	374	55	134
EP/15 - DL_3		1,7 x 1000	612																105
EP/15 - DL_4		1,7 x 1000	616																109
EP/15 - DL_5	AI 41 - 4	1,7 x 1000	633																126
EP/15 - DL_6		1,7 x 1000	641																134
EP/10 - DL_3		1,7 x 1000	649																105
EP/10 - DL_4		1,7 x 1000	653																109
EP/10 - DL_5	AI 42 - 6	1,7 x 1000	670																126
EP/10 - DL_6		1,7 x 1000	678	540	585	G 11/4	55	22	127	175	140	225	285	188	95	14	374	55	134
EP/15 - DL_4		2,8 x 1500	653																109
EP/15 - DL_5	AI 42 - 4	2,8 x 1500	670																126
EP/15 - DL_6		2,8 x 1500	678																134
EP/10 - DL_5		2,8 x 1000	730																126
EP/10 - DL_6	AI 51 - 6	2,8 x 1000	738	583	630	G 11/4	52	22	157	211	140	210	305	213	95	18	428	65	134
EP/15 - DL_5		4,5 x 1500	730																126
EP/15 - DL_6	AI 51 - 4	4,5 x 1500	738																134
EP/10 - DL_7	AI 41 - 6	1,7 x 1000	713																152
EP/15 - DL_7	AI 42 - 4	2,8 x 1500	713	560	610	G 13/4	62	24	127	175	210	210	305	120	120	18	430	65	152
EP/10 - DL_7	AI 51 - 6	2,8 x 1500	775																152
EP/10 - DL_8		2,8 x 1000	785	608	652	G 13/4	58	22	157	211	210	210	305	233	120	18	458	65	162
EP/15 - DL_7	AI 51 - 4	4,5 x 1500	775																152
EP/15 - DL_8		4,5 x 1500	785																162
EP/10 - DL_7		4,5 x 1000	836																152
EP/10 - DL_8	AI 52 - 6	4,5 x 1000	846	642	686	G 13/4	45	22	157	211	210	210	305	233	120	18	458	65	162
EP/15 - DL_7	AI 52 - 4	7 x 1000	836																152
EP/15 - DL_8		7 x 1500	846																162
EP/10 - DL_7		7 x 1000	963																152
EP/10 - DL_8	AI 62 - 6	7 x 1000	973	806	853	G 13/4	59	22	219	300	210	315	430	242	120	18	554	65	162
EP/15 - DL_7	AI 62 - 4	10 x 1500	963																152
EP/15 - DL_8		10 x 1500	973																162

6.4. Schimbătoare de căldură

Sunt aparate termice în care are loc ridicarea temperaturii apei din circuitul unei instalații prin transmisia căldurii de la un agent termic primar, considerat sursa de căldură.

6.4.1. Clasificarea schimbătoarelor de căldură

În instalațiile de încălzire și preparare apei calde de consum, se utilizează în general schimbătoare de căldură cu schimb prin suprafață, care se clasifică după următoarele criterii, astfel:

- după schema de circulație a fluidelor:
  - cu o singură trecere (fig. 6.4.1): în contracurent, echicurent sau încrucișat;
  - cu mai multe treceri (fig. 6.4.2): mixtă, în medie în contracurent; mixtă, în medie în echicurent;
- după tipul constructiv:
  - schimbătoare tubulare (fig. 6.4.3): serpentine, țeavă în țeavă, multitubulare cu țevi concentrice și multitubulare cu fascicul de țevi;
  - schimbătoare cu plăci (fig. 6.4.4): cu garnituri demontabile; sudate sau brazate; cu plăci spiralate;
- după tipul suprafeței de separare dintre fluide:
  - plană;
  - suprafață fasonată (ambutisată, cu crestături etc);
  - suprafață cu elemente adăugate (șicane);
- după procesul de transmisie a căldurii: cu și fără acumulare de căldură;
- după posibilitățile de preluare a dilatărilor: rigide, elastice, libere, cu dispozitiv de etanșare;
- după soluția constructivă privind curățirea schimbătorului: demontabile și nedemontabile;
- după modul de curățire: mecanic, chimic și acustic.

6.4.2. Cerințe de calitate

Cerințele de calitate, impuse schimbătoarelor de căldură de prescripțiile tehnice românești și europene, sunt următoarele:

- rezistența și stabilitatea schimbătorului de căldură la condițiile normale de transport, depozitare, utilizare, întreținere și mentenanță precizate de producător. El trebuie să reziste, de asemenea, la variațiile de temperatură și să poată prelua - fără a se deforma permanent sau deteriora - dilatările din timpul funcționării;

- siguranța în exploatare, în sensul de a fi fiabil și mentenabil în funcționare, fără a prezenta riscuri inacceptabile pentru oameni, clădiri și instalații învecinate, cum ar fi: pericol de explozie, rănire, ardere, inundare etc.;

- să nu prezinte nici un fel de pericol pentru sănătatea oamenilor (de exemplu prin folosirea unor materiale radioactive sau toxice) și nici să nu se constituie în factor de poluare a mediului ambiant; în acest sens, trebuie evitată orice posibilitate de comunicare între cele două circuite de fluid (prin fisuri sau pori ai suprafeței);

- să permită curățirea de depuneri a suprafeței de transfer termic, prin mijloace manuale, mecanice, chimice sau

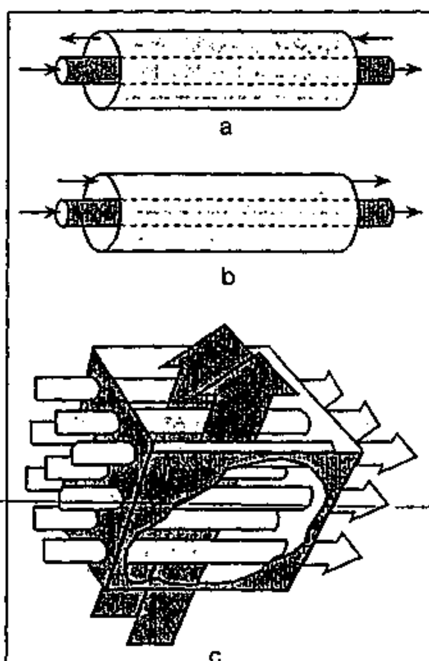


Fig. 6.4.1. Schimbătoare de căldură cu o singură trecere:
a - în contracurent;
b - în echicurent;
c - încrucișat.

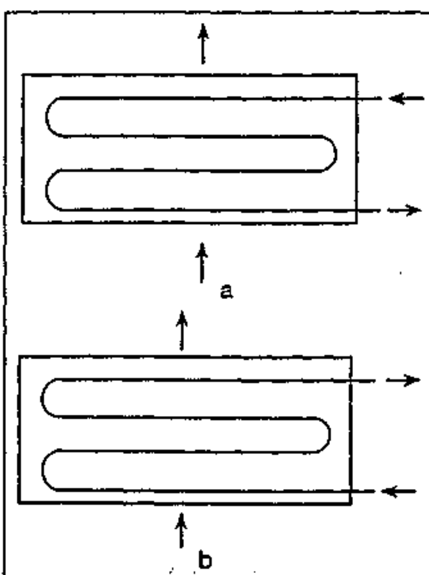


Fig. 6.4.2. Schimbătoare de căldură cu mai multe treceri:
a - în medie în contracurent;
b - în medie în echicurent.

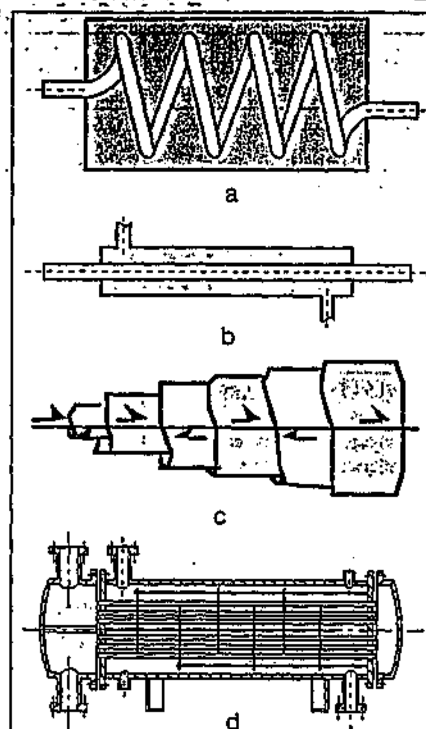


Fig. 6.4.3. Schimbătoare de căldură tubulare:
a - serpentine; b - țeavă în țeavă;
c - multitubulare cu țevi concentrice;
d - multitubulare cu fascicul de țevi.

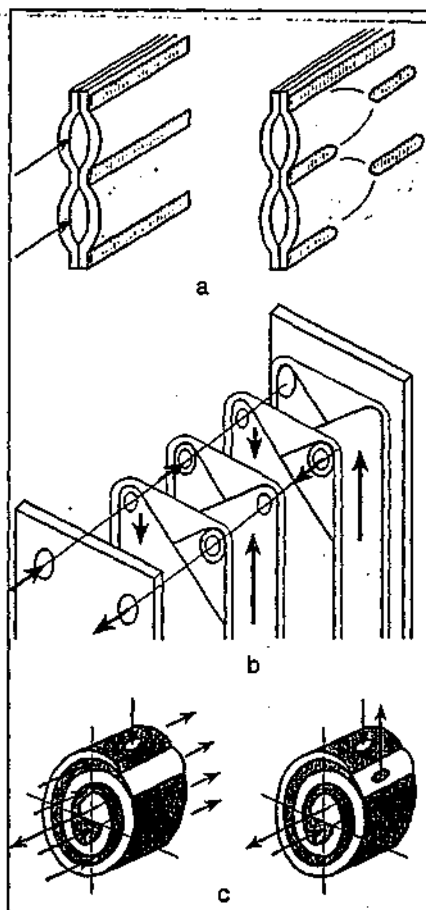


Fig. 6.4.4. Schimbătoare de căldură cu plăci:
a - sudate sau brazate; b - cu plăci și garnituri (demontabile); c - cu plăci spirale.

de altă natură, indicate de producător;

- zgomotul generat de curgerea fluidelor de lucru sau transmis spre încăperile adiacente prin fundație sau prin conductele de transport să nu dăuneze sănătății și nici să nu împiedice repausul sau lucrul în condiții acceptabile.

Fiabilitatea, definită printr-o serie de indicatori specifici, cum ar fi: media timpului de bună funcționare, media timpului de reparații sau disponibilitatea, trebuie să fie indicată sau cel puțin previzionată, dacă fabricantul nu dispune de suficiente date din exploatare care să-i permită confirmarea acesteia.

6.4.3. Criterii de opțiune la alegerea schimbătoarelor de căldură

Numeroase firme construiesc schimbătoare de căldură iar tipurile existente sunt foarte diversificate ca formă, materiale, mod de realizare, performanțe termohidraulice și preț.

Alegerea schimbătorului de căldură adecvat unor anumite condiții concrete din exploatare este o operațiune complexă, care presupune parcurgerea - cel puțin - a următoarelor etape: alegerea soluției constructive, alegerea furnizorului, precizarea parametrilor solicitați în cererea de ofertă, alegerea tipodimensiunilor adecvate, precizarea criteriilor de selecție și opțiunea finală pentru o anume tipodimensiune de schimbător de căldură.

Din calculele de alegere a schimbătoarelor pot rezulta mai multe variante acceptabile, pe care beneficiarul le va tria pentru opțiunea finală prin criterii suplimentare de selecție, specifice fiecărei situații, ca de exemplu: pierderea de sarcină hidrodinamică maximă admisă, raportul între preț și putere termică pe durata de viață estimată, spațiul disponibil în încăpere pentru montarea schimbătorului de căldură etc.

6.4.4. Schimbătoare de căldură multitubulare

Ele constituie tipurile tradiționale în instalațiile aferente construcțiilor din România și sunt produse de ICMA SA București.

Sunt aparate demontabile, compuse din tronsoane identice, legate prin coturi.

Un tronson este alcătuit dintr-o manta circulară din oțel, la interiorul căreia se află un fascicul de țevi. Pot avea sau nu șicane de activare a convecției în jurul fasciculului de țevi. Cele fără șicane sunt de tipul IPB, iar cele cu șicane de tipul Es.

Schimbătoarele cu fascicul de țevi din oțel sunt destinate instalațiilor de încălzire, iar cele cu fascicul de țevi din alamă instalațiilor de preparare a apei calde de consum.

Schimbătoarele de căldură multitubulare cu fascicul de țevi se utilizează în centrale și puncte termice la care parametrii maximi de temperatură și presiune ai agenților termici sunt 150°C și respectiv 10...16 bar. Avantajul acestor tipuri de schimbătoare de căldură este rezistența lor la șocuri termice și de presiune. Dezavantajele constau în dimensiunile de gabarit și masă foarte mari, manevrare și montare greoaie, spații mari necesare montării și întreținerii în exploatare. De asemenea, unul din marile dezavantaje îl reprezintă valoarea redusă a coeficientului de transmisie a căldurii (sub 2000 $W/m^2 \cdot K$).

Schimbătoarele de căldură tip Es pot avea 3, 7, 19, 31, 55 și 85 țevi în fascicul. Numarul de tronsoane este de 2, 4, 6 sau 8, iar lungimea unui tronson este de 3 sau 4 m; șicanele sunt discuri semicirculare, amplasate la 0,5 m distanță unele de altele. Principalele caracteristici constructive și termohidraulice ale acestor schimbătoare de căldură fabricate de ICMA SA sunt prezentate în fig. 6.4.5, tabelul 6.4.1 și tabelul 6.4.2.

Tabelul 6.4.1. Caracteristicile constructive ale schimbătoarelor de căldură — fasciculare ICMA, tip Es, cu țevi din oțel și șicane

Tip de schimbător Es		3 OL	7 OL	19 OL	31 OL	55 OL	85 OL
Lungime tronson, L + 0,01, în m			3; 4				
Număr de tronsoane			2; 4; 6; 8				
Diametru exterior manta D_e, în m		0,089	0,133	0,168	0,219	0,273	0,324
Dimensiune țevi fascicul ϕ, în mm			20 x 2 sau 21,3 x 2,6				
Lungimea totală, L_t, în m	L = 3 m	3,575	3,520	3,665	3,715	3,930	4,010
	L = 4 m	4,575	4,520	4,665	4,715	4,930	5,010
Înălțimea H, în funcție de numărul de tronsoane în m	2	0,467	0,422	0,530	0,559	0,659	0,672
	4	0,811	0,727	0,977	1,006	1,212	1,224
	6	1,161	1,032	1,424	1,453	1,763	1,776
	8	1,511	1,337	1,871	1,900	2,315	2,328
Distanța între tronsoane, b, în m		0,350	0,305	0,447	0,447	0,552	0,552
Lățime B, în m		0,580	0,565	0,797	0,867	1,052	1,102
Aria suprafeței de transmisia căldurii, în m^2/tronson	L = 3 m	0,54	1,12	3,06	5,04	8,97	13,10
	L = 4 m	0,72	1,52	4,16	6,85	12,17	18,15
Masa tronsonului fără difuzor, în kg	L = 3 m	56,6	75,4	185,1	250,2	438,2	586,6
	L = 4 m	68,3	94,9	216,9	319,8	545,7	752,0

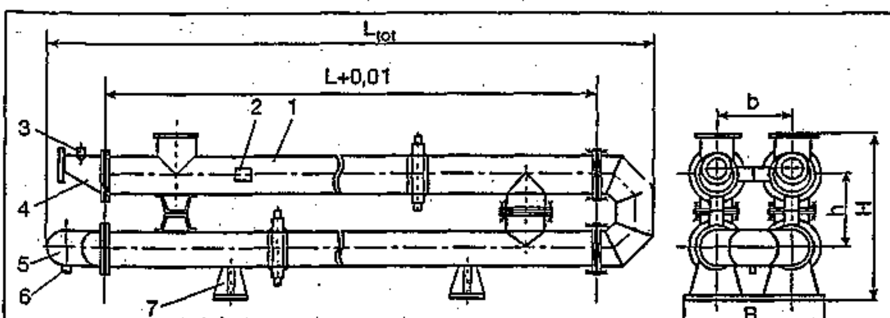


Fig. 6.4.5. Schimbătoare de căldură fasciculare produse de ICMA SA București: 1 - tronson tip; 2 - placă de identificare; 3 - mufă de dezaerisire; 4 - difuzor/confuzor; 5 - cot de legătură; 6 - mufă pentru golire; 7 - suport aparat.

6.4.5. Schimbătoare de căldură cu plăci

Sunt compuse, în principal, dintr-un pachet de plăci ondulate din oțel inox; fluidele de lucru circulă prin canalele create între plăci (fig. 6.4.4). Ele se fabrică în două variante:

- cu plăci demontabile, la care acestea sunt strânse cu prezoane între două batiuri (unul fix și altul mobil); atât etanșarea cât și direcționarea fluidelor care circulă printre plăci se realizează prin intermediul unor garnituri din elastomeri adecvați (EPDM, nitril etc.);
- cu plăci brazate, la care plăcile ondulate sunt asamblate prin sudură (brazare).

În funcție de construcția lor, schimbătoarele cu plăci admit presiuni de regim maxime de până la 25 bar și temperaturi de 130 - 150 °C.

Principalele avantaje ale schimbătoarelor de căldură cu plăci sunt următoarele:

- performanțe termice ridicate (coeficientul global de transfer termic este cuprins între 3500 și 7000 $W/m^2 \cdot K$);
- pierderi de căldură mici, datorită suprafeței exterioare reduse a aparatului;

- dimensiuni de gabarit reduse (până la 1/10 din cele ale unui schimbător de căldură fascicular);
- masă redusă, manevrare și montare ușoară;
- risc de coroziune redus;

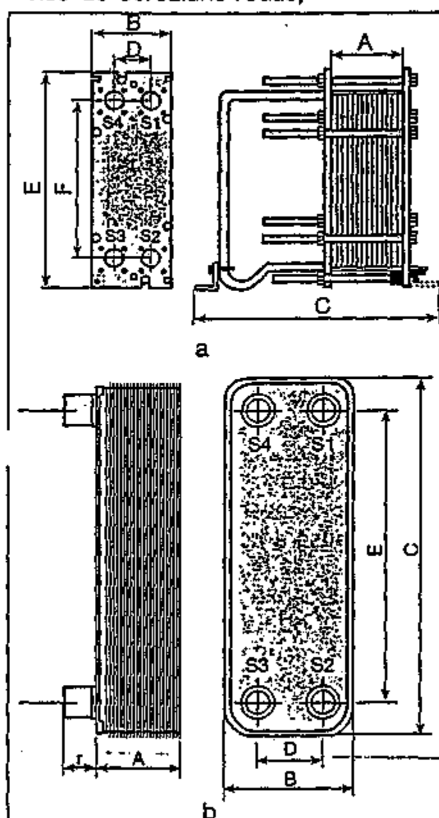


Fig. 6.4.6. Schimbătoare de căldură cu plăci ALFA LAVAL - Suedia: *a - cu plăci și garnituri (demontabile); b - brazate.*

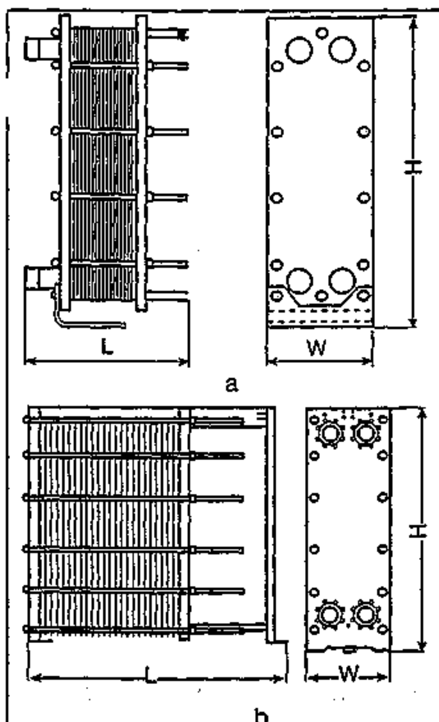


Fig. 6.4.7. Schimbătoare de căldură cu plăci ALFA LAVAL- RADET România: *a - tip M.S.T.; b - tip S.S.T.*

- ancrasare scăzută, datorită vitezei mari de circulație între plăci;
- curățire și reparare ușoară;
- posibilități de modificare a suprafeței de transfer termic, prin adăugarea sau scoaterea de plăci;
- preț de achiziție relativ scăzut pentru suprafețe mari și plăci din inox.

Ca dezavantaje, se menționează: pierderi de sarcină mai mari decât la schimbătoarele fasciculare și sensibilitate la lovituri de berbec și la șocuri termice.

În tehnica instalațiilor din construcții, se folosesc schimbătoarele de căldură cu plăci ALFA LAVAL - Suedia (fig. 6.4.6 și tabelele 6.4.3 și 6.4.4), ALFA LAVAL - RADET România (fig. 6.4.7 și tabelul 6.4.5), TEHNOFRIG SA Cluj-Napoca (fig. 6.4.8 și tabelul 6.4.6), SCHMIDT - BRETTEN Romanie (fig. 6.4.9 și tabelul 6.4.7)

6.4.6. Calculul schimbătoarelor de căldură

Se rezumă la alegerea tipului care să corespundă cât mai bine solicitărilor. Calculele se fac pe baza datelor furnizate de producător în documentația tehnică a produsului și ținând seama de necesitățile instalației în cauză. În general, aceste calcule se fac automat, pe baza unui program elaborat de fiecare producător în parte.

6.4.6.1 Calculul de alegere a schimbătoarelor de căldură multitubulare

Etapele calculului de alegere sunt urmatoarele:

1 - Se calculează aria suprafeței de transmisie a căldurii necesară, cu relația:

Tabelul 6.4.2. Schimbătoare de căldură fasciculare ICMA, tip Es, cu țevi din oțel și șicane. Coeficienți și exponenți ai caracteristicilor termohidraulice (în relațiile 6.4.3 și 6.4.5)

Tip de schimbător Es		3 OL	7 OL	19 OL	31 OL	55 OL	85 OL
A	prin țevi	5 042	2 580	1 160	781	493	347
	printre țevi	2 103	1 520	824	468	365	280
B	prin țevi	$1,48 \times 10^{-2}$					
	printre țevi	$2,06 \times 10^{-2}$					
C	prin țevi	$3,31 \times 10^{-5}$					
	printre țevi	$4,22 \times 10^{-5}$					
m	prin țevi	0,8					
	printre țevi	0,75					
M	prin țevi	3 649	718	88,7	35	11,7	5
	printre țevi	528	301	59,2	19,3	9,8	5,6
N	prin țevi	1,5	0,457	1,05	0,553	0,4	0,457
	printre țevi	0,45	0,443	0,484	0,532	0,45	0,476
P	prin țevi	2	2,286	1,63	3,2	2	0,913
	printre țevi	0,8	0,752	0,691	0,958	1,095	1,354

Tabelul 6.4.3. Caracteristicile constructive ale schimbătoarelor de căldură cu plăci demontabile ALFA LAVAL - Suedia

Tipul schimbătorului	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	F [mm]	Racorduri
M 3	Depinde de numărul de plăci și de tip	180	240-500	60	480	357	1¼"
M 6		320-330	515-1430	140	920-940	640	DN 50
M 10		460-470	705-2 400	225-231	981	719	DN 100
M 15		610-650	1 100-3 280	298-304	1815-1980	1 294	DN 150
M 20		780	900-3 600	353	2160	1478	DN 200

Tabelul 6.4.4. Carateristicile constructive ale schimbătoarelor de căldură cu plăci brazate ALFA LAVAL - Suedia

Tip		A	B	C	D	E	r	Racord [in]	Masa [kg]
CB 14		9+n·2,35	77	207	42	172	24	3/4	0.7 + n·0,06
CB 26		10+n·2,4	112	311	50	250	24	3/4	1.2 + n·0,13
CB 50		9+n·2,4	103	520	50	466	25	1	1.8 + n·0,17
CB 76	var.H	14 + n·2,9	192	617	92	519	48	2	7 + n·0,44
	var.A	14 + n·2,5							
	var.E	14 + n·2,2							
CB 300		18 + n·2,65	365	990	213,5	816	101	DN 65; DN 100	57 + n·1,26

Notă: n este numărul de plăci

$$S=\frac{Q}{k\cdot\Delta t\cdot\varphi}\ [m^2] \qquad (6.4.1)$$

în care:

- Q este puterea termică a schimbătorului [W];
- k - coeficientul global de transmisie a căldurii schimbătorului, calculat cu relația:

$$k=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_p}{\lambda_p}+\frac{1}{\alpha_2}}\ [W/m^2\cdot K] \qquad (6.4.2)$$

unde: α_1 și α_2 sunt coeficienții de schimb de căldură convectiv pe circuitul agentului primar (prin țevi), respectiv pe circuitul agentului secundar (printre țevi) [W/m²·K], calculați cu relația empirică:

$$\alpha = A\cdot(1 + B\cdot t - C\cdot t^2)\cdot G^m\ [W/m^2\cdot K] \qquad (6.4.3)$$

în care: A, B, C și m sunt coeficienți și exponent numerici stabiliți experimental și indicați în tabelul 6.4.2, în funcție de tipul schimbătorului cu fascicul de țevi din oțel;

- t - temperatura medie a agentului

Tabelul 6.4.5. Caracteristicile constructive ale schimbătoarelor de căldură cu plăci demontabile ALFA LAVAL - RADET România

Tip schimbător	Tip batiu	Număr maxim de plăci	Dimensiuni [mm]			
			Lungime L		Lățime	Înălțime
			min.	max.	W	H
V2	MST	100	170	500	140	380
V4	MST	100	235	635	180	585
V8	MST	50	257	517	240	741
V13	MST	75	340	626	325	815
V20	SST	200	828	1803	325	1110
V28	SST	250	850	2090	500	1235
V45	SST	250	850	2090	500	1655
V60	SST	500	1105	4265	680	1860
V85	SST	400	1380	3830	800	2180
V100	SST	400	1380	3830	710	2570
V110	SST	550	1640	4890	1140	2086
V130	SST	500	1000	3500	950	2335
V180	SST	600	2502	6102	1120	3120
V205	SST	550	2840	5460	1155	3125
V260	SST	700	2532	6132	1390	3740

Tabelul 6.4.6. Caracteristicile constructive și tehnice ale schimbătoarelor de căldură cu plăci demontabile TEHNOFRIG - Cluj

Varianta de placă	L1 [mm]	H [mm]	H1 [mm]	H2 [mm]	Dn [mm]	Suprafața unei plăci [m²]	Temperaturi de lucru [°C]	Presiunea maximă de lucru [bar]	Nr. maxim de plăci
W 0.12	783-1563	560	220	1115	65	0,12	-10...150	12	150
V 0.2	860-1832	846	300	1480	80	0,20	-10...150	16	180
Alveola 2	860-1832	872	300	1480	50	0,22	-10...150	16	180
W 0.35	1035-2141	1010	300	1660	100	0,35	-10...150	16	200
W 0.5	1035-2141	1350	300	2000	100	0,50	-10...150	16	200

Tabelul 6.4.7. Caracteristicile constructive ale schimbătoarelor de căldură cu plan SCHMIDT-BRETTEN România

Seria	Tip placă	Suprafața min/max pe schimbător [m²]	Coeficient transfer min/max [W/m²K]	Dimensiuni Lmax/B/H [mm]
Schimbătoare cu plăci și garnituri standard: Tmax 160 °C; Pmax 25 bar				
7	SIGMA 7	0,236/5,605	1500...7000	665/210/730
	SIGMA 9	0,368/12,696	1500...7000	915/210/954
	SIGMA 17	0,534/10,947	1500...7000	870/290/1077
	SIGMA 27	1,718/40,507	1500...7000	875/400/1261
	SIGMA 37	2,415/56,580	1500...7000	1435/460/1585
	SIGMA 66	7,205/120,520	1500...7000	1755/650/2010
	SIGMA 85	9,790/163,760	1500...7000	2018/650/2417
X	SIGMA X13	0,480/18,000	2500...10000	1132/330/890
	SIGMA X 19	1,330/45,600	2500...10000	1375/380/1107
	SIGMA X 29	2,030/68,150	2500...10000	1395/545/1390
	SIGMA X 49	2,870/95,120	2500...10000	1400/540/1470
Schimbătoare cu plăci sudate: Tmin/Tmax - 195/300 °C; Pmax 30 bar				
SIGMAWIG	ST3	0,200/2,700	600...7000	601/108/303
	ST12	2,000/16,500	600...7000	470/270/590
	ST18	3,000/25,300	600...7000	470/270/834
Schimbătoare cu plăci brazate: Tmin/Tmax - 100/195 °C; Pmax 25 bar				
WP	WP1	0,11/0,36	1500...8000	84/73/203
	WP2	0,13/0,72	1500...8000	132/89/230
	WP22	0,14/0,58	1500...8000	84/89/325
	WP3	0,14/0,74	1500...8000	132/124/171
	WP4	0,23/3,28	1500...8000	252/124/332
	WP5	0,39/5,52	1500...8000	252/124/529
	WP7L	2,43/19,98	1500...8000	372/269/529

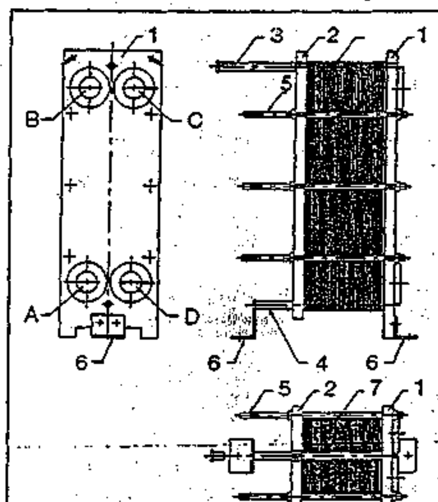


Fig. 6.4.9. Schimbător de căldură cu plăci tip SCHMIDT-BRETTEN:
A,B,C,D: racorduri intrare/ieșire agenți termici; 1 - placa frontală (fixă); 2 - placa mobilă; 3 - ghidaj superior; 4 - ghidaj inferior; 5 - tirant; 6 - suport; 7 - pachet plăci.

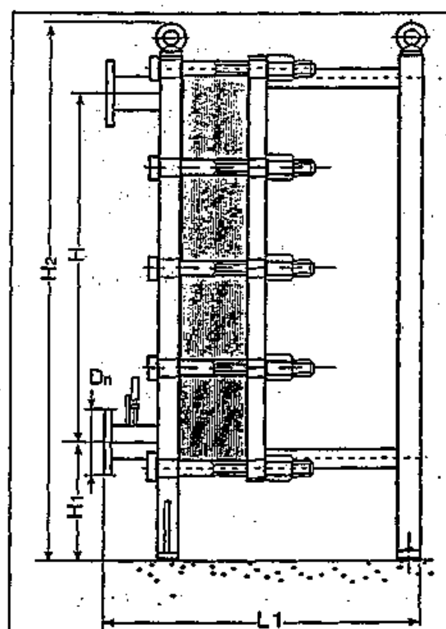


Fig. 6.4.8. Schimbătoare de căldură cu plăci și garnituri (demontabile) produse de TEHNOFRIG SA - Cluj.

termic [°C];
- G - debitul masic de agent termic [kg/s].
- δ_p - grosimea peretelui ţevii fasciculului [m];
- λ_p - conductivitatea termică a materialului din care este executată ţeava [W/m·K] (pentru oţel λ_p = 58 W/m·K);
- Δt - diferenţa medie logaritmică de temperatură, calculată cu relaţia:

$$\Delta t = LMTD = \frac{\Delta t_i - \Delta t_0}{\ln\frac{\Delta t_i}{\Delta t_0}}, \text{dacă } \Delta t_i \neq \Delta t_0 \text{ [K]} \quad (6.4.4)$$

respectiv: $\Delta t = \Delta t_i = \Delta t_0$, când $\Delta t_i = \Delta t_0$ [K]

În figura 6.4.10, s-au notat cu t_{11} şi t_{12} temperaturile de intrare, respectiv de ieşire ale agentului termic primar, iar cu t_{21} şi t_{22} - temperaturile de intrare, respectiv de ieşire ale agentului termic secundar.

φ - coeficientul de utilizare a suprafeţei de schimb de căldură (φ = 0,75 la schimbătoarele fasciculare cu ţevi din oţel).

2. Se selectează schimbătorul sau schimbătoarele cu număr de tronsoane adecvat, astfel încât să se acopere suprafaţa necesară rezultată prin calcul.

3. Se calculează pierderea de sarcină a agentului termic prin schimbător, pe fiecare circuit, cu relaţia:

$$\Delta p = M\cdot(L\cdot n + N\cdot(n-1) + P)\cdot G^2 \text{ [Pa]} \quad (6.4.5)$$

în care:
- M, N, P sunt coeficienţii numerici stabiliţi experimental, care se iau din tabelul 6.4.2, în funcţie de tipul schimbătorului;
- G - debitul masic de apă pe circuitul considerat [kg/s];
- L - lungimea unui tronson al schimbătorului de căldură (3 sau 4m);
- n - numărul de tronsoane identice în care este compus schimbătorul de căldură (după caz: 2, 4, 6 sau 8 tronsoane).

Pierderea de sarcină Δp calculată se compară cu cea maximă impusă de condiţiile instalaţiei.

4. În final, alegerea schimbătorului de căldură se face ţinând seama şi de unele criterii suplimentare, cum ar fi: spaţiul disponibil în încăpere, un raport cât mai favorabil între puterea mecanică P_M şi puterea termică P_T, un raport favorabil între preţul aparatului şi puterea termică pe durata de viaţă estimată a produsului etc.

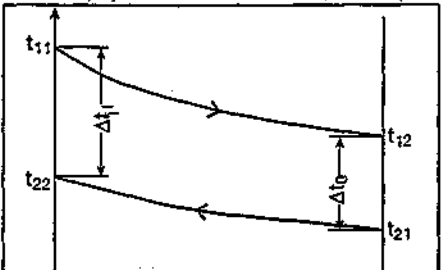


Fig. 6.4.10. Variaţia temperaturilor agenţilor termici în lungul suprafeţei de transfer, la un schimbător de căldură în contracurent.

Raportul între puterea mecanică P_M şi puterea termică P_T se calculează cu relaţia:

$$\frac{P_M}{P_T} = \frac{\Delta p}{NTU\cdot(Q\cdot c_p\cdot LMTD)} \quad (6.4.6)$$

în care Δp este pierderea de sarcină pe circuitul analizat [Pa], iar NTU - numărul de unităţi termice (lungimea termică), calculat cu relaţia:

$$NTU = \frac{k\cdot S}{G\cdot c_p} \quad (6.4.7)$$

unde:
- k este coeficientul global de transmisie a căldurii [W/m²·K];
- S - aria suprafeţei de transfer termic a schimbătorului [m²];
- G - debitul masic de apă pe circuitul considerat [kg/s];
- c_p - căldura specifică a apei la presiune constantă [J/kg·K];
- ρ - masa volumică a apei [kg/m³];

$LMTD$ - diferenţa medie logaritmică de temperatură, în K, calculată cu relaţia 6.4.4.

Exemplul de calcul 1

Se calculează schimbătorul de căldură fascicular ICMA cu ţevi din oţel şi şicane (tip Es) necesar unei instalaţii de încălzire la care se cunosc urmatoarele date: sarcina termică Q = 1 163 000 W; temperaturile agentului primar 150/80 °C; temperaturile apei calde din instalaţia de încălzire 90/70 °C şi debitul de apă din instalaţia de încălzire G_2 = 13,88 kg/s.

Rezolvare:
- se determină temperatura medie a agentului termic primar:

$$t_1 = \frac{t_{11}+t_{12}}{2} = \frac{150+80}{2} = 115 \text{ °C}$$

- se determină temperatura medie a agentului termic secundar:

$$t_2 = \frac{t_{21}+t_{22}}{2} = \frac{70+90}{2} = 80\text{°C}$$

- se calculează debitul de agent termic primar:

$$G_1 = \frac{Q}{c_p\cdot(t_{11}-t_{12})} = \frac{1163000}{4238{,}2\cdot(150-80)} = 3{,}92 \text{ kg/s}$$

- se calculează diferenţa medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_i - \Delta t_0}{\ln\frac{\Delta t_i}{\Delta t_0}} = \frac{(150-90)-(80-70)}{\ln\frac{150-90}{80-70}} = 27{,}9 \text{ K}$$

- se alege preliminar tipul de schimbător Es 31 OL, pentru care se calculează coeficienţii de schimb termic convectiv:
- pentru circuitul primar:

$\alpha_1 = A\cdot(1 + B\cdot t_1 - C\cdot t_1^2)\cdot G_1^m$

unde valorile coeficienţilor A, B, C şi m se iau din tabelul 6.4.2.

$\alpha_1 = 781\cdot(1 + 0{,}0148\cdot115 - 3{,}31\cdot10^{-5}\cdot115^2)\cdot3{,}92^{0{,}8}$ = 5275 W/m²·K

- pentru circuitul secundar:

$\alpha_2 = A\cdot(1 + B\cdot t_2 - C\cdot t_2^2)\cdot G_2^m$

unde valorile coeficienţilor A, B, C şi m se iau din tabelul 6.4.2.

$\alpha_2 = 468\cdot(1 + 0{,}0206\cdot80 - 4{,}22\cdot10^{-5}\cdot80^2)\cdot13{,}88^{0{,}75}$ = 8006 W/m²·K

- se calculează coeficientul global de schimb termic:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_p}{\lambda_p}+\frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5257}+\frac{0{,}002}{58}+\frac{1}{8006}} = 2866 \text{ W/m}^2\cdot K$$

- se calculează suprafaţa de transfer termic necesară:

Tabelul 6.4.8. Fişa de selecţie a schimbătoarelor de căldură cu plăci demontabile ALFA LAVAL - RADET România

Parametrii solicitaţi	Circuit 1	Circuit 2
Compoziţia chimică a produselor vehiculate		
Caracteristici fizice ale produselor:		
• Masa specifică		
• Căldura specifică		
• Conductivitatea termică		
• Viscozitate dinamică sau cinematică		
Debit		
Tempertatura de intrare		
Temperatura de ieşire		
Bilanţ termic		
Factorul de ancrasare:		
• Exprimat în rezistenţă termică pe circuit sau		
• Exprimat în rezistenţă termică globală sau		
• Exprimat în rezervă de suprafaţă		
Presiunea de serviciu		
Presiunea de studiu sau presiunea maximă de serviciu		
Presiunea de probă		
Pierderea de sarcină admisibilă		
Temperatura de studiu sau temperatura maximă de serviciu		

$$S=\frac{Q}{k\cdot\Delta t\cdot\varphi}=\frac{1163000}{2866\cdot 27{,}9\cdot 0{,}75}=19{,}39\ m^2$$

rezultă că suprafața de schimb termic S = 19,39 m² corespunde schimbătorului de căldură Es 31 OL, ales preliminar din tab 6.4.1, care are suprafața S = 4·5,04 m² = 20,16 m², fiind compus din 4 tronsoane a câte 3 m lungime.

- se calculeaza pierderile de sarcină ale apei pe cele două circuite, utilizând coeficienții și exponentul selectați din tabelul 6.4.2 pentru schimbătorul Es 31 OL:
• pentru circuitul primar:

$$\Delta p_1 = M\cdot[L\cdot n + N\cdot(n-1) + P]\cdot G_1^2$$
$$\Delta p_1 = 35\cdot[3\cdot 4 + 0{,}553\cdot(4-1) + 3{,}2]\cdot 3{,}92^2 = 19015\ \text{Pa}$$

• pentru circuitul secundar:

$$\Delta p_2 = M\cdot[L\cdot n + N\cdot(n-1) + P]\cdot G_2^2$$
$$\Delta p_2 = 19{,}3\cdot[3\cdot 4 + 0{,}532\cdot(4-1) + 0{,}958]\cdot 13{,}88^2 = 58266\ \text{Pa}$$

- se verifică coeficientul de utilizare cu relația 6.4.1:

$$\varphi=\frac{Q}{k\cdot S\cdot\Delta t}=\frac{1136000}{2866\cdot 20{,}16\cdot 27{,}9}=0{,}71$$

valoare apropiată de cea recomandată schimbătoarelor de căldură fasciculare.

6.4.6.2 Calculul de alegere a schimbătoarelor de căldură cu plăci

În cazul schimbătoarelor cu plăci, sarcina de a alege schimbătorul și-o asumă fabricantul, care dispune de algoritme și softuri proprii, care-i permit să aleagă - pentru fiecare cerere a beneficiarului - schimbătorul de căldură cel mai potrivit. Beneficiarul (sau, după caz, proiectantul de instalație) trebuie să completeze - în această alternativă - un formular de cerere de ofertă în care să cuprindă toate informațiile de care are nevoie fabricantul pentru a alege schimbătorul potrivit.

De regulă, sunt cerute urmatoarele informații: programul de temperaturi, debitele și temperaturile maxime de lucru, pierderile de sarcină admisibile, natura fluidelor.

Spre exemplificare, în tabelul 6.4.8 este redat formularul folosit de firma ALFA LAVAL - RADET România.

În cazul în care proiectantul este în situația de a opta între mai multe oferte de schimbătoare cu plăci, el trebuie să fie atent la următoarele aspecte:

- prețurile sensibil mai mici decât ale unor produse similare pot ascunde fie viitoare cheltuieli mari în exploatare (defectarea unor componente esențiale și nevoia de a le înlocui frecvent, nevoia de a scoate des din funcție echipamentul pentru depanări ș.a.), fie o subdimensionare a aparatului;

- prețul scăzut al unor piese de schimb (cum ar fi garniturile de etanșare) poate semnifica de fapt slaba lor calitate, perspectiva defectării lor frecvente în exploatarea curentă și nevoia de asigurare a unui stoc permanent pentru întreținerea curentă;

- elasticitatea deosebită a echipamentului, de exemplu posibilitatea de a strânge suplimentar plăcile - micșorând distanța dintre ele - pentru a compensa deformările remanente ale garniturilor, conduce la modificarea totală și aleatoare a caracterisiticilor termohidraulice ale echipamentului, care - în urma unor astfel de operații - nu mai pot fi confruntate cu declarația furnizorului.

Un calcul aproximativ privind alegerea tipului de schimbător de căldură cu plăci se poate face urmărind, în general, metodologia indicată la schimbătoarele de căldură fasciculare:

- se calculează suprafața de transfer termic necesară:

$$S=\frac{Q}{k\cdot\Delta t\cdot\varphi}\quad [m^2] \qquad (6.4.8)$$

în care:

- Q este puterea termică a schimbătorului [W];
- k - coeficientul global de transmisie a căldurii schimbătorului, care se poate determina din diagrame construite în condiții reale de exploatare (pe tipodimensiuni și tip de nervurație), în funcție de debitele vehiculate, de natura agenților termici și de regimul de temperaturi [W/m²·K];
- Δt - diferența medie logaritmică de temperatură, calculată cu relația 6.4.4 [K].

- se calculează numărul de plăci necesare:

$$N=\frac{S}{S_1}+2\quad [\text{buc}] \qquad (6.4.9)$$

în care S_1 este suprafața unei plăci [m²].

- se calculează pierderea de sarcină pentru tipul de schimbător ales (utilizând relațiile de calcul stabilite de fiecare firmă constructoare) și se compară cu pierderile de sarcină admise (impuse de instalația de la beneficiar).

6.4.7. Amplasarea și montarea schimbătoarelor de căldură

Ca orice echipament, schimbătoarele de căldură se amplasează astfel încât să se asigure spațiul necesar față de elementele adiacente lui pentru a permite, printre altele, reglarea, controlul, curățirea, înlocuirea unor componente etc.

Astfel, la schimbătoarele de căldură cu fascicul de țevi, în fața aparatului se lăsa un spațiu liber care să permită scoaterea fascicolului de țevi.

La schimbătoarele cu plăci, se prevăd spații libere, care să permită extragerea și înlocuirea unei plăci sau a garniturii sale (fig. 6.4.11). Distanța necesară (A, B) este precizată de fiecare producător în parte, ea depinzând de dimensiunile aparatului.

La montarea schimbătoarelor de căldură, se respectă indicațiile producătorului și se utilizează accesoriile livrate de acesta (suporturi, picioare etc.).

Schimbătoarele de căldură fasciculare se montează pe suporți de sprijin livrate de producător și se racordează la instalație prin flanșe.

Schimbătoarele de căldură cu plăci se fixează, de regulă, cu șuruburi pe bare metalice (corniere), amplasate direct pe pardoseală. Unele tipuri, cum ar fi cele brazate de mari dimensiuni, se montează pe picioare livrate de producător. Ele se racordează la instalație prin flanșe sau mufe.

Pe toate racordurile schimbătorului de căldură trebuie prevăzute vane de reglare și închidere adecvate (vane cu închidere lentă la schimbătoarele cu plăci), iar pe ambele circuite (primar, secundar) ventile de dezaerisire (fig. 6.4.12).

Pentru urmărirea comportării în exploatare cât și pentru măsurarea performanțelor aparatului, fiecare schimbător de căldură este prevăzut cu ștuțuri pentru montarea manometrelor și cu teci pentru termometre, pe conductele de intrare și de ieșire ale ambilor agenți termici.

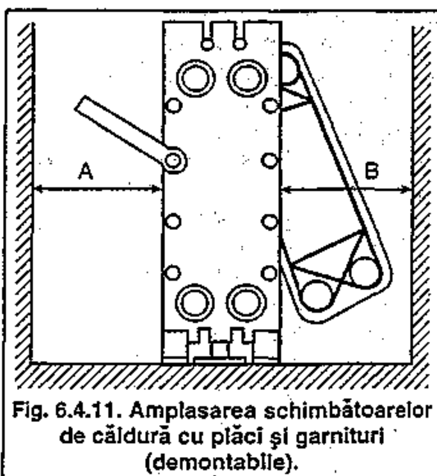


Fig. 6.4.11. Amplasarea schimbătoarelor de căldură cu plăci și garnituri (demontabile).

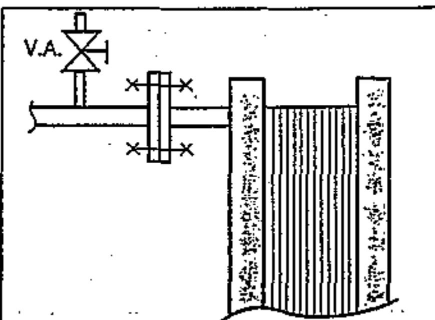


Fig. 6.4.12. Ventil de dezaerisire montat pe conducta de racordare a schimbătorului de căldură cu plăci.

6.5. Aparate de încălzire a aerului

Aparatele de încălzire a aerului sunt echipamente ale instalaţiilor de încălzire cu aer cald cu ajutorul cărora se poate realiza încălzirea încăperilor. Trăsătura comună a acestor aparate este aceea că aerul încălzit este vehiculat, forţat, peste suprafaţa de schimb de căldură şi introdus în încăperile ce urmează a fi încălzite, sub formă de jeturi.

În literatura de specialitate există patru mari grupe de aparate de încălzire a aerului: aerotermele, ventiloconvectoarele, generatoarele de aer cald şi agregatele de climatizare. Dintre acestea ventiloconvectoarele şi agregatele de climatizare, realizând şi funcţia de răcire a aerului, sunt tratate în volumul Instalaţii de ventilare şi climatizare.

Progresele obţinute în realizarea echipamentelor de ardere a combustibililor, în special, în privinţa miniaturizării acestora şi a elementelor de siguranţă şi supraveghere a arderii, au permis realizarea unor aparate de aer cald similare sub aspectul dimensiunilor şi caracteristicilor cu aerotermele şi, ca urmare, le pot înlocui pe acestea în utilizările tradiţionale, fapt care a condus la atenuarea limitei convenţionale dintre aceste două tipuri de echipamente.

6.5.1. Criterii privind utilizarea aparatelor de încălzire a aerului

Aparatele de încălzire a aerului se disting faţă de alte echipamente de încălzire prin câteva caracteristici principale:

- capacitatea de încălzire relativ mare, în raport cu volumul ocupat;
- posibilitatea de furnizare a căldurii într-un mod controlat şi la o distanţă apreciabilă faţă de locul de instalare;
- posibilitatea de echipare cu dispozitive de refulare a aerului, adecvate producerii perdelelor de aer cald pentru protejarea uşilor cu deschidere frecventă spre exterior;
- posibilitatea de combinare a funcţiunii de încălzire cu funcţiunea de răcire şi cu funcţiuni de umidificare, de filtrare şi/sau împrospătare a aerului din încăpere prin aport de aer proaspăt.
- posibilitatea recuperării căldurii din aerul evacuat.

Alegerea şi utilizarea unui aparat de încălzire a aerului se face cunoscând sau determinând necesarul de căldură în funcţie de agentul termic sau combustibilul disponibil şi de condiţiile interioare din încăperea ce urmează a fi încălzită. Se ţine seama de următoarele aspecte:

– dacă aparatul trebuie să furnizeze întreaga cantitate de căldură necesară încăperii sau numai căldura suplimentară necesară în anumite perioade de timp, precum şi dacă aparatul trebuie să asigure încălzirea uniformă a întregului spaţiu sau numai anumite zone ale acestuia, (prin efectul jeturilor de aer cald proiectate direcţional);

– dacă aparatul funcţionează numai cu aer recirculat din încăpere sau preia şi o cotă parte de aer proaspăt, precum şi dacă trebuie să îndeplinească şi alte funcţiuni (filtrare, umidificare);

– dacă sunt asigurate condiţiile de siguranţă a funcţionării, protecţie împotriva incendiilor, nivel de zgomot etc. sau dacă există alte restricţii pentru utilizarea încălzirii cu aer cald (de exemplu: posibilitatea antrenării prafului, condiţii interioare care nu permit curenţi de aer etc.).

La alegere, se urmăreşte corelarea caracteristicilor jetului de aer cald produs de aparat cu dimensiunile încăperii, iar în cazul aparatelor care refulează în tubulatură se au în vedere rezistenţele aeraulice ale întregului traseu parcurs de aer, inclusiv cele ale organelor de introducere şi dirijare, ca şi disponibilul de presiune dinamică pentru generarea jeturilor de aer. În general, firmele producătoare mari dispun de programe de calcul pentru alegerea generatoarelor de încălzire a aerului.

Un element esenţial privind alegerea aparatelor de încălzire a aerului este costul (investiţia iniţială şi costul întreţinerii şi exploatării).

6.5.2. Aeroterme

6.5.2.1 Clasificarea aerotermelor

Termenul „aerotermă" descrie, de regulă, un echipament compact de încălzire, suspendat de tavan sau montat pe pereţii sau pe stâlpii construcţiilor care trebuie încălzite, de obicei, hale industriale, depozite, săli de expoziţii, spaţii comerciale mari, precum şi pentru încălzirea unor spaţii auxiliare (coridoare, vestibule etc.).

Aerotermele au ca sursă de căldură fie un agent termic preparat în exteriorul echipamentului, energia electrică, sau (mai rar) combustibil gazos sau lichid. Se întâlnesc şi aeroterme care pot funcţiona cu căldură provenită de la două sau chiar trei tipuri de surse.

Criteriile după care se poate face o clasificare a aerotermelor sunt:

– tipul ventilatorului: axial sau centrifugal;

– locul de amplasare: pe pereţi sau stâlpi, la tavan;

– configuraţia constructivă: forma clasică (paralelipipedică), forma circulară, alte forme constructive;

– agentul termic sau sursa de energie utilizată: apă caldă, apă fierbinte, abur, combustibil gazos sau lichid, energie electrică etc;

– funcţiuni adiacente realizate: filtrare, umidificare, împrospătare aer,

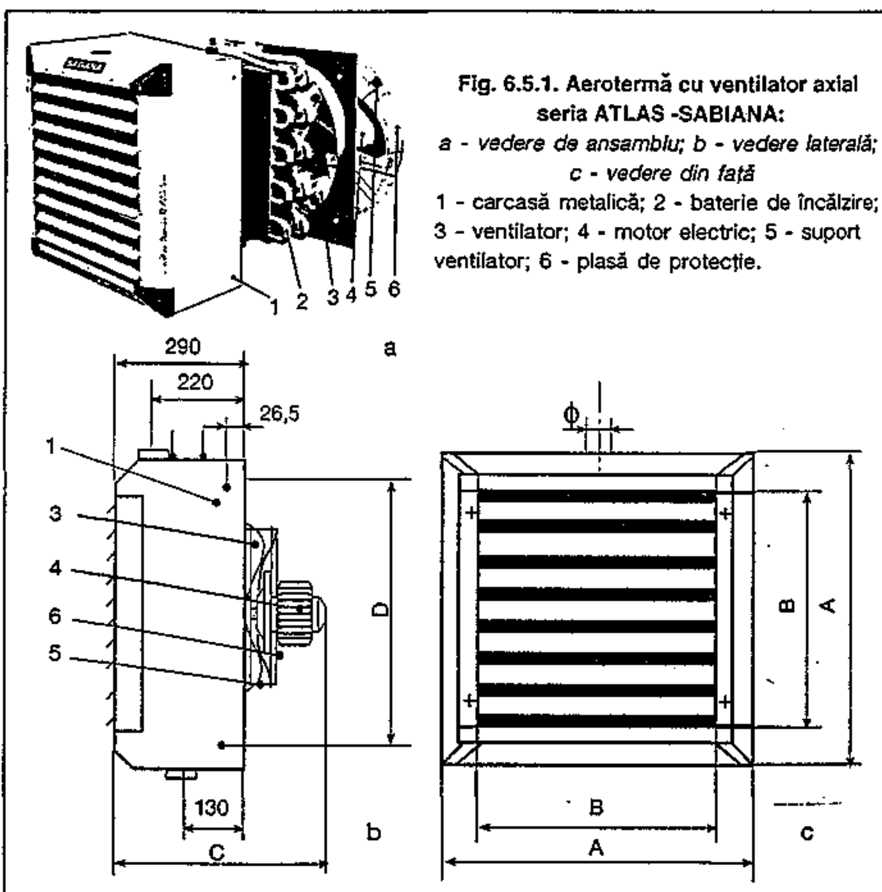


Fig. 6.5.1. Aerotermă cu ventilator axial seria ATLAS -SABIANA:
a - vedere de ansamblu; b - vedere laterală; c - vedere din faţă
1 - carcasă metalică; 2 - baterie de încălzire; 3 - ventilator; 4 - motor electric; 5 - suport ventilator; 6 - plasă de protecţie.

ventilare (în afara sezonului de încălzire), programare și urmărire a regimului termic din spațiul încălzit etc;

– echiparea cu elemente de formare și dirijare a jetului: fără dispozitive de dirijare, cu dispozitive de dirijare cu pale reglabile, cu con deflector, cu anemostat etc.

6.5.2.2 Aeroterme cu ventilator axial

Sunt realizate în mod obișnuit cu un disponibil mic de presiune statică (60...80 Pa), nu pot fi echipate cu ajutaje pentru formarea și dirijarea jetului și nici nu pot fi cuplate la tubulaturi pentru vehicularea aerului. Ele furnizează un debit aproximativ constant de aer în funcție de turația motorului ventilatorului, cu temperatură variabilă care depinde de temperatura și debitul agentului termic. Valorile recomandate pentru temperatura aerului recirculat sunt cuprinse între 30 și 36 °C; ele pot fi depășite în cazul admisiei de aer proaspăt. Aerotermele cu ventilatoarele axiale sunt cele mai răspândite tipuri și se remarcă prin simplitate constructivă, compactitate și cost redus. Sunt utilizate în aplicațiile cu refulare liberă a aerului în încăperea de încălzit, în care filtrarea aerului vehiculat nu este necesară. Pot fi montate fie pe pereți sau stâlpi, fie la tavan.

Aerotermele de perete sunt utilizate în încăperi cu înălțime mică sau moderată, iar cele de tavan în încăperi cu înălțime mare sau în încăperi cu deschideri mari, în care, din motive de spațiu, nu pot fi amplasate echipamente de încălzire la nivelul pardoselii.

Forma clasică (paralelipipedică) a aerotermelor este cea mai des utilizată de producători și se pretează atât la montare pe perete cât și la tavan. La unii producători aerotermele de tavan diferă de aerotermele de perete în timp ce la alți producători cele două tipuri de aeroterme sunt identice, modificându-se numai suporturile de prindere livrate ca accesorii.

În scopul acoperirii unor segmente cât mai mari de piață, producătorii urmăresc ca utilizatorul să aibă la dispoziție echipamentul potrivit agentului termic de care dispune sau care este mai ieftin. De aceea, aerotermele cu ventilator axial sunt disponibile practic pentru toate tipurile de agenți termici sau surse de energie.

Cea mai largă răspândire o au aerotermele care funcționează cu apă caldă. Urmează aerotermele cu apă fierbinte și cu abur apoi, pentru aplicații speciale, aerotermele electrice. În ultimul timp, datorită miniaturizării componentelor și creșterii siguranței în funcționare, sunt realizate și aeroterme la care sursa de căldură provine direct din arderea unor combustibili gazoși sau lichizi.

Principalele componente ale unei aeroterme cu ventilator axial realizat de firma SABIANA (seria ATLAS) sunt prezentate în figura 6. 5. 1.

Soluția este reprezentativă pentru majoritatea tipurilor de aeroterme cu ventilator axial care funcționează cu apă caldă, fierbinte sau abur. Componentele principale sunt:

– carcasa, scheletul de rezistență și suportul ventilatorului realizate cu tablă și profile din oțel, protejate prin zincare și/sau vopsire;

– bateria de încălzire, cu suparafața extinsă cu țevi din cupru sau oțel și lamele din aluminiu;

– ventilatorul cu pale elicoidale executate din aluminiu, calat direct pe axul motorului electric prin intermediul unui butuc din oțel;

– motorul electric;

– plasa de protecție.

Tabelul 6.5.1. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor ATLAS-SABIANA

Denumirea		U.M.	Mărimea aerotermelor									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Latura carcasei (A)		mm	472	526	580	634	688	742	793	900	1080	1117
Latura gurii de refulare a aerului (B)		mm	336	390	444	498	552	606	657	764	874	980
Cota de gabarit în planul de profil (C)		mm	465	465	465	488	488	513	560	575	595	640
Distanțele între orificiile de prindere (D)		mm	375	429	483	537	591	645	696	803	913	1.020
Diametrul racordurilor de agent termic (Φ)		in	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2
Turația ventilatorului		rot/min	700; 900; 1400									
Debit de aer - turație mică		m³/h	960	1.380	2.100	2.600	3.500	4.550	3.800	5.000	7.000	8.450
- turație mare			1.670	2.370	3.400	4.250	5.600	7.400	5.800	8.500	10.600	12.500
Nivel de zgomot - turație mică		dB(A)	48	51	52	54	56	60	60	61	62	65
- turație mare			56	59	61	64	66	69	65	67	68	71
Temperatura apei la intrare		°C	50-160									
Căderea de temperatură a apei		K	10-50									
Diferența medie de temperatură		K	30-120									
Temperatura de intrare a aerului		°C	15									
Puterea termică la alimentarea cu apă - minimă		W	4.250	6.180	9.560	12.290	16.270	21.430	20.200	27.500	37.400	44.900
- maximă			16.060	22.420	34.290	44.340	58.380	74.450	63.600	90.500	117.100	140.600
Presiunea aburului		bar	0,5; 6									
Puterea termică de alimentare cu abur - minimă		W	8.750	12.210	17.500	22.840	29.390	36.900	35.700	51.800	64.300	80400
- maximă			16.550	23.700	34.080	45.440	59.240	74.590	63.800	92.600	116.900	141900
Temperatura de ieșire a aerului		°C	28-56									
Dimensiunile zonei de influență (fig. 6.5.2)												
- la tipul de perete	- H	m	2,5	2,5	2,5	3,0	3,5	4,0	3,5	3,5	3,5	4,0
			3,5	4,0	4,0	4,5	5,0	5,5	5,0	5,5	6,0	6,0
	- L	m	5,5	7,5	10,0	12,0	15,0	18,0	18,0	20,0	21,0	22,0
			8,0	11,0	14,0	16,0	20,0	25,0	24,0	26,0	28,0	30,0
- la tipul de tavan	- H	m	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	6,0	7,0	8,0	9,0
			4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	7,0	9,0	11,0	12,0
	- suprafața acoperită	m²	36	45	50	60	75	110	100	130	150	160
			50	60	70	80	100	130	120	[illegible]	200	220

Principalele caracteristici constructive și funcționale ale mărimilor realizate de firma SABIANA sunt prezentate în tabelul 6.5.1 și figura 6.5.2.

Aerotermele ATLAS SABIANA se pot monta atât pe perete, cât și la tavan, prin intermediul unor suporturi livrate odată cu produsul.

Schița unei aeroterme AXITHERM-E este prezentată în figura 6.5.3 cu componența similară celei precedente, fabricată de firma HCF, iar caracteristicile constructive și funcționale sunt prezentate în tabelul 6.5.2.

În România se produc aeroterme cu ventilator axial la SC IAIC - SA din Alexandria. Acest producător a optat pentru soluții constructive diferite la aerotermele de perete față de cele de tavan (fig. 6.5.4). Deși soluția constructivă este diferită, componentele sunt, în principal, eleași ca la aeroterma ATLAS-SABIANA. Aeroterma poate fi livrată, la cerere, cu cutie de amestec (CAP M). Principalele caracteristici ale acestor aeroterme sunt prezentate în tabelul 6.5.3.

Aerotermele de tavan produse de SC IAIC - SA au bateria de încălzire plasată pe toate cele patru laturi ale carcasei (fig. 6.5.5) fiind compuse din: carcasă, baterie de încălzire, ventilator cu motor electric, dispozitiv dirijare jet. În tabelul 6.5.4 sunt prezentate principalele caracteristici ale acestor aeroterme.

O diversificare majoră a formelor constructive ale aerotermelor cu ventilator axial s-a produs odată cu apariția aerotermelor circulare. Literatura de specialitate prezintă soluții de aeroterme circulare, insistând asupra avantajului acestora de a fi cuplate cu diferite dispozitive de dirijare a jetului. Montate la tavanele nstrucțiilor, aceste aeroterme distribuie ldura pe suprafețe diferite în funcție de

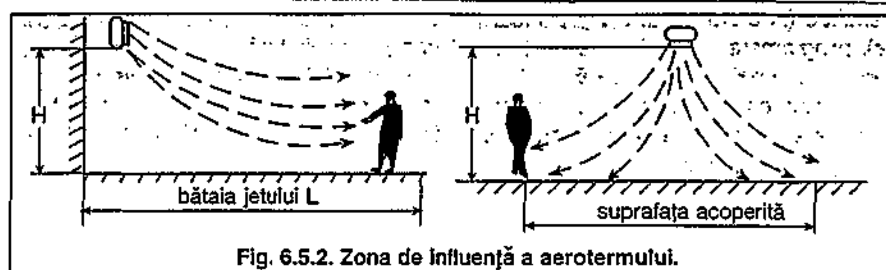


Fig. 6.5.2. Zona de influență a aerotermului.

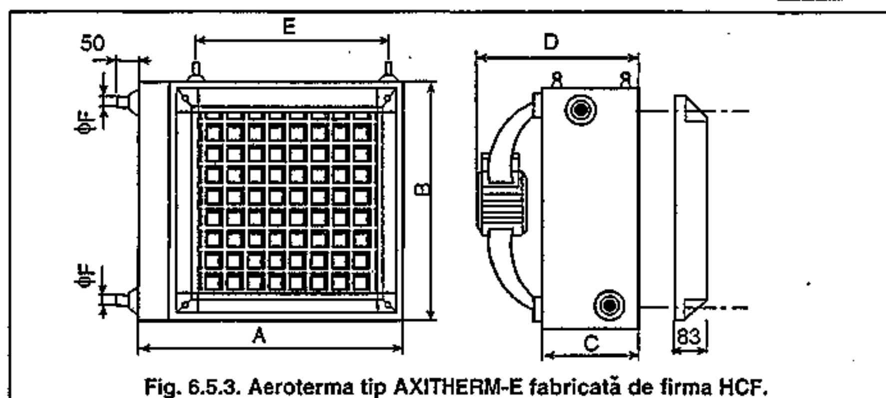


Fig. 6.5.3. Aeroterma tip AXITHERM-E fabricată de firma HCF.

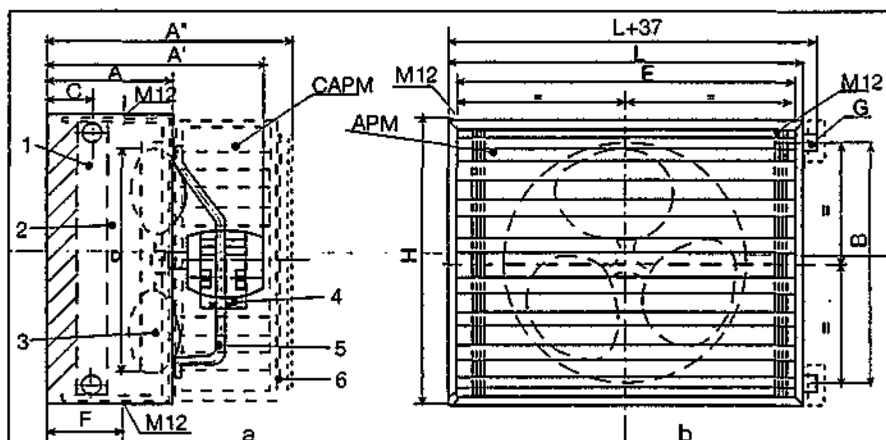


Fig. 6.5.4. Aeroterma de perete tip AP fabricată de IAIC - S.A. Alexandria:
a - vedere laterală; b - vedere din față;
1 - carcasă metalică; 2 - baterie de încălzire; 3 - ventilator axial;
4 - motor electric; 5 - suport ventilator; 6 - plase de protecție.

Tabelul 6.5.2. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor AXITHERM-E-HCF

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor					
		3	4	5	6	7	8
Latura mare a carcasei (A)	mm	508	557	659	803	956	1.606
Latura mică a carcasei (B)	mm	344	491	593	737	890	737
Cota de gabarit în planul de profil (D)	mm	357	359	389	454	536	454
Turația ventilatorului	rot/min						
-clasa A		900/700	900/700	-	-	-	-
- clasa B		1.400/1.100	-	900/700	900/700	-	-
- clasa C		-	1.400/1.100	1.400/1.100	-	700	900/700
- clasa D		-	-	-	1.400/1.100	900	-
- clasaE-		-	-	-	-	-	1.400/1.100
Debit de aer	m³/h	1.040-1.830	1.510-2.670	2.880-5.120	5.320-9.240	7.020-10.500	12.680-18.480
Nivel de zgomot	dB(A)						
- clasa A		45/50	45/50	-	-	-	-
- clasa B		50/55	-	50/55	50/55	-	-
- clasa C		-	55/60	55/60	-	55/60	55/60
- clasa D		-	-	-	60/65	60/65	-
- clasa E		-	-	-	-	-	60/65
Temperatura apei la intrare	°C	90	90	90	90	90	90
Căderea de temperatură a apei	K	20	20	20	20	20	20
Temperatura de intrare a aerului	°C	12	12	12	12	12	12
Puterea termică	W	10.700-21.700	14.400-35.500	26.100-54.800	46.500-111.700	64.700-147.500	58.800-136.700
Suprafața acoperită	m²	250-100	70-125	125-200	200-350	350-450	550-800

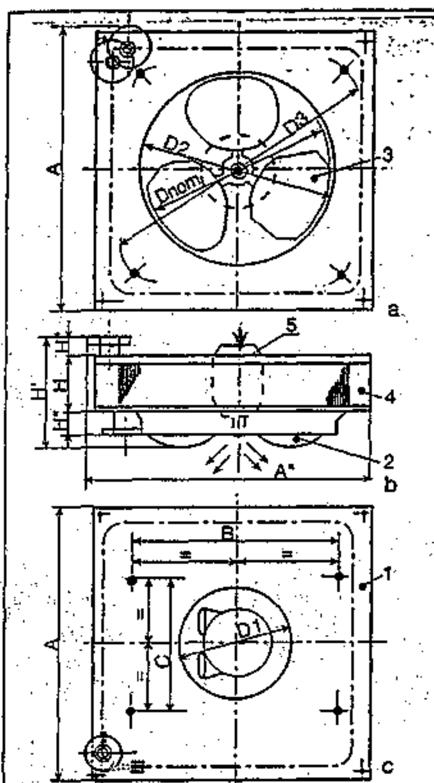


Fig. 6.5.5. Aerotermă de tavan tip AT fabricată de IAIC S.A. Alexandria:
a - vedere din față; b - vedere laterală; c - vedere carcasă;
1 - carcasă metalică; 2 - ventilator axial; 3 - pală ventilator; 4 - dispozitive de dirijare a aerului; 5 - motor.

dispozitivul de dirijare cu care sunt echipate. Un tip de aerotermă circulară de tavan este cea fabricată de firma SABIANA, prezentată în figura 6.5.6 și tabelul 6.5.5. La această aerotermă, ventilatorul aspiră aer printre lamele bateriei și îl refulează în jos prin dispozitivul de dirijare a jetului. Datorită formei circulare, are avantajul de a putea fi echipat cu diferite tipuri de dispozitive de dirijare a jetului de aer, fapt care permite obținerea unor zone de influență foarte diferite, în raport cu poziția aerotermului.

O aerotermă electrică mobilă este prezentată în fig. 6.5.7 cu ventilator axial fabricat de IAIC - SA Alexandria format dintr-o carcasă metalică care conține ventilatorul axial calat direct pe axul unui motor electric cu putere de 0,37 kW, o baterie cu rezistențe electrice cu două variante de putere: 15 și 12 kW, plasa de protecție a gurii de refulare, panourile perforate pentru aspirația aerului și suportul aerotermei. Greutatea aerotermei este de circa 30 kg, fapt care, combinată cu puterea de încălzire și cu mobilitatea o recomandă pentru încălzirea unor spații nou construite în timpul lucrărilor de finisare, dar și pentru alte nevoi de

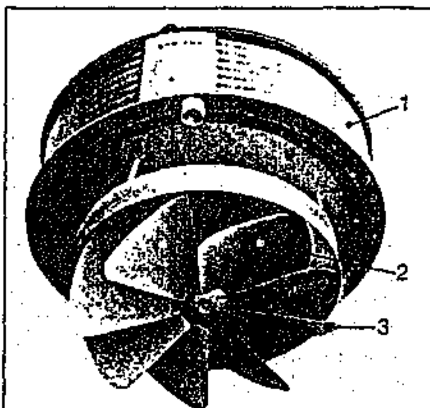


Fig. 6.5.6. Aerotermă circulară de tavan fabricată de firma SABIANA:
1 - ventilator axial; 2 - bateria de încălzire; 3 - dispozitiv de dirijare a jetului.

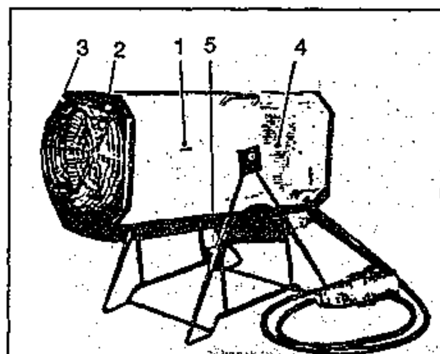


Fig. 6.5.7. Aerotermă electrică mobilă fabricată de IAIC - SA Alexandria:
1 - carcasă metalică; 2 - ventilator axial; 3 - plasă de protecție; 4 - orificii de aspirație a aerului; 5 - suport metalic al aerotermului.

Tabelul 6.5.3. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor tip AP fabricate de IAIC -SA Alexandria

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor			
		AP 340	AP 430	AP 500	AP 640
Latura mare a carcasei (L)	mm	496	576	886	1.026
Latura mică a carcasei (H)	mm	430	510	810	960
Cota de gabarit în planul de profil (fără cutie de amestec)(A)	mm	483	483	486	522
Turația ventilatorului	rot/min	1500	1500	1.500	1.500
Debit de aer	m³/h	1.980-2.160	3.780-4.130	6.650-7.800	11.200-12.100
Nivel de zgomot	dB(A)	65	67	73	68
Temperatura apei la intrare	°C	90-130	90-150	90-150	90-150
Căderea de temperatură a apei	K	20-60	20-80	20-80	20-80
Temperatura de intrare a aerului	°C	15	15	15	15
Puterea termică la alimentarea cu apă	W	9.900-23.400	16.500-30.000	33.000-66.000	55.800-100.600
Dimensiunile zonei de influență (conf. fig. 6.5.2) - H	m	3-3,5	3,5-4	4-5	5-6
- L	m	4,5-5,5	7-8,5	12-15	16-20

Tabelul 6.5.4. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor tip AT fabricate de IAIC -SA Alexandria

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor		
		AT 430	AT 500	AT 640
Latura carcasei	mm	640	750	952
Cota de gabarit în planul de profil	mm	596	686	824
Turația ventilatorului	rot/min	1.500	1500	1.500
Debit de aer	m³/h	4.200	6700	10.000
Nivel de zgomot	dB(A)	68	65	67
Temperatura apei la intrare	°C	90-150	90-150	90-150
Căderea de temperatură a apei	K	20-80	20-80	20-80
Temperatura de intrare a aerului	°C	15	15	15
Puterea termică la alimentarea cu apă	W	10.000-32.000	15.000-40.000	20.000-70.000
Dimensiunile zonei de influență (conf. fig. 6.5.2) - H	m	5-8	7-9,5	8-10
- Suprafața acoperită	m²	20-120	20-120	30-145

încălzire, nepermanentă, din depozite, magazine, piețe etc.

6.5.2.3 Aeroterme cu ventilator centrifugal

Se întrebuințează, de obicei, în situațiile în care aerul încălzit este transportat prin canale sau când se montează ajutaje pe gura de refulare, făcându-le ideale pentru încălzirea unor zone izolate din marile hale industriale. Ele permit și filtrarea aerului iar, datorită nivelului de zgomot mai redus al ventilatorului centrifugal față de ventilatorul axial, sunt preferate în aplicațiile cu restricții la nivelul de zgomot. În figura 6.5.8 este prezentată aeroterma cu ventilator radial tip SOFTHERM „AS" fabricat de firma HCF - Franța, iar datele tehnice ale acestei aeroterme sunt prezentate în tabelul 6.5.6.

Aeroterma se poate echipa și cu o baterie electrică.

Aerotermele cu ventilator radial fabricate de IAIC - SA Alexandria sunt echipate fie cu o baterie de rezistențe electrice cu putere totală de 18 kW

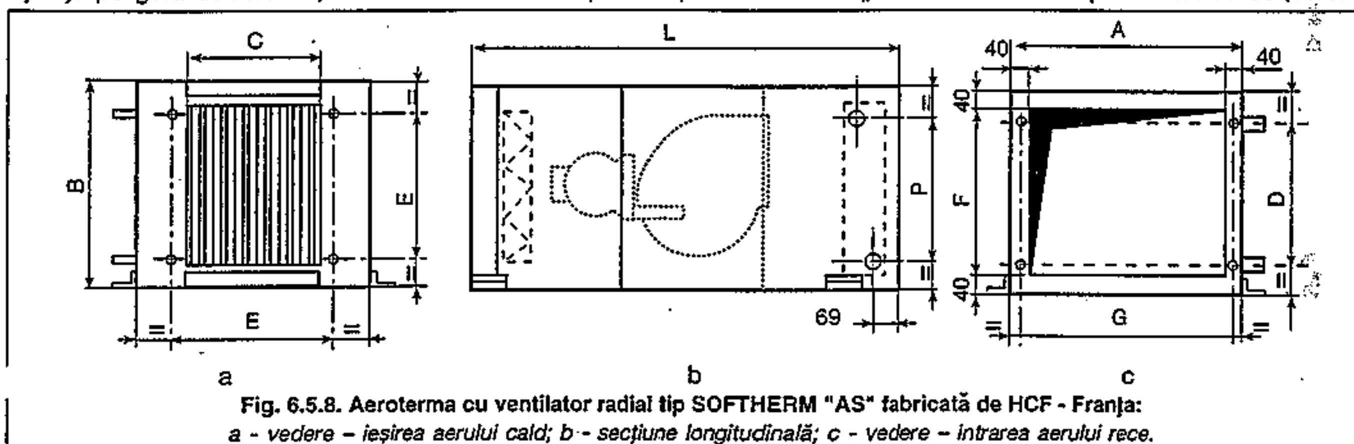


Fig. 6.5.8. Aeroterma cu ventilator radial tip SOFTHERM "AS" fabricată de HCF - Franța:
a - vedere – ieșirea aerului cald; b - secțiune longitudinală; c - vedere – intrarea aerului rece.

TABELUL 6.5.5. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor circulare SABIANA

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Diametrul carcasei	mm	680	780	780	880	880	1.080	1.080	1.080	1.080	1.080
Înălțime	mm	560	560	660	700	760	870	945	1.045	1.055	1.105
Diametrul racordurilor de agent termic	in	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	2	2	2	2
Turația ventilatorului	rot/min	900/1.400						900			
Debit de aer - turație mică	m³/h	2.000	2.400	3.700	4.400	5.700	7.100	9.000	9.900	11.000	12.000
-turație mare		3.000	3.400	5.100	6.000	7.800	9.700	-	-	-	-
Nivel de zgomot - turație mică	dB(A)	54	57	61	62	63	65	66	68	65	66
- turație mare	dB(A)	63	66	69	72	74	76	-	-	-	-
Temperatura apei la intrare	°C	85 - 140									
Căderea de temperatură a apei	K	10 - 40									
Temperatura de intrare a aerului	°C	15									
Puterea termică de alimentare cu apă - minimă	W	13.800	16.100	26.500	30.800	42.800	52.400	68.800	82.300	95.100	102.300
- maximă		35.300	40.900	60.800	70.900	93.700	115.100	112.800	133.700	155.200	166.500
Presiunea aburului	bar	0,5; 3									
Puterea termică la alimentarea cu abur - minimă	W	24.400	29.000	47.700	54.200	76.000	90.300	117.300	145.100	164.000	176.400
- maximă		49.600	57.300	8.600	98.000	130.200	156.000	165.500	200.700	228.000	245.000
Dimensiunile zonei de influență	(fig. 6.5.2)										
- H - minim	m	2,2	2,2	2,7	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5	4,5	4,5
- maxim		6	6	7	8	9	10	10	11	15	15
- S - minimă	m²	78	95	132	154	345	380	452	490	530	530
- maximă		154	209	227	314	615	706	606	660	-750	804

Tabelul 6.5.6. Date tehnice asupra aerotermelor SOFTHERM „AS"

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor			
		22	28	31	35
Lungimea carcasei (L)	mm	1.273	1.363	1.418	1.473
Înălțimea carcasei (D)	mm	560	662	806	888
Lățimea carcasei (A)	mm	683	783	983	1.083
Turația ventilatorului	rot/min	400-1.400	400-1.200	300-1100	300-1.000
Debit de aer	m³/h	500-2.800	700-4.400	900-7200	1.100-11.000
Nivel de zgomot	dB(A)	29-55	36-57	38-68	38-69
Temperatura apei la intrare	°C	90			
Căderea de temperatură a apei	K	20			
Temperatura de intrare a aerului	°C	18			
Puterea termică - minimă	W	5.900	9.100	15.200	24.700
- maximă		37.500	57.500	97.100	132.300

acționată în trepte de 6,12 și, respectiv, 18 kW (aeroterma AECF), fie cu agent termic - apă fierbinte sau abur -, situație în care puterea termică este cuprinsă între 18 și 53 kW (aeroterma AIET). Ambele aeroterme au aceeași construcție, dimensiunile de gabarit sunt 700 x 550 x 740 mm și sunt mobile. Aspectul general al acestor aeroterme este prezentat în figura 6.5.9.

6.5.2.4 Aeroterme cu gaz

Tipul convențional de aerotermă cu gaz face trecerea spre generatoarele de aer cald și se poate realiza fie cu ventilator axial, fie cu ventilator centrifugal. Ea dispune de un schimbător de căldură cu țevi verticale din oțel aluminizat sau inoxidabil, plasat peste arzătorul de gaz natural sau de gaz petrolier lichefiat. Flăcările produse de arzător se dezvoltă în interiorul țevilor schimbătorului de căldură. Căldura este preluată de către curentul de aer care circulă prin exteriorul țevilor, transversal pe acestea. Schimbul de căldură la interiorul țevilor este preponderent radiativ iar,la ieșire din acestea, gazele de ardere au temperatură ridicată, fiind necesar și un schimbător de căldură convectiv.

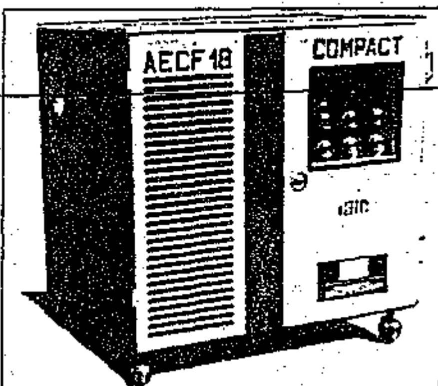


Fig. 6.5.9. Aeroterm cu ventilator radial IAIC S.A. Alexandria.

Componenta obișnuită a aerotermei cu gaz (fig. 6.5.10 a) include: carcasa metalică care conține ventilatorul și schimbătorul de căldură, sistemul de alimentare cu gaz format dintr-o rampă de gaz și arzătorul, camera de combustie, sistemul de urmărire a arderii format din aprinzătorul cu flamă ionizată și blocul de aparate și sistemul de evacuare a gazelor cu ventilatorul exhaustor. Figura reprezintă aeroterma BALTUR în versiune canalizabilă.

Aceiași firmă produce aeroterma Term Split 35 (fig. 6.5.10 b) compusă din două unități independente:

- unitatea exterioară, care cuprinde toate elementele necesare încălzirii agentului termic (arzător de gaz, schimbător de căldură, ventilator de evacuare gaze de ardere),
- unitatea interioară, care cuprinde toate elementele necesare încălzirii și distribuției aerului în cameră (bateria de încălzire, ventilator, pompă de circulație agent termic, guri de aer, elemente de siguranță).

Cele două unități sunt montate pe peretele exterior al clădirii și sunt legate între ele prin conducte flexibile. Agentul termic este etilglicol. Puterea termică variază între 24,9 și 34,7 kW asigurând încălzirea unui debit de aer cuprins între 3300 și 4700 m³/h la o diferență de temperatură de 20 K.

Schița cu dimensiunile unei aeroterme cu gaz AERGAS 93 fabricate de firma SABIANA (fig. 6.5.11) cuprinde: carcasa care conține camera de combustie, arzătorul și sistemul de alimentare cu gaz, ventilatorul, orificiul de evacuare a gazelor de ardere și orificiul de admisie a aerului de combustie.

Aeroterma este prevăzută cu un dispozitiv care permite ca pe timpul verii să se asigure și ventilarea încăperii.

Funcționarea în siguranță este asigurată de următoarele dispozitive:

- termostat de ambianță care comandă aprinderea și stingerea flăcării arzătorului în funcție de temperatura din încăpere;
- dispozitiv de blocare cu rearmare manuală în cazul scăderii presiunii gazului;
- dispozitiv de blocare cu rearmare manuală în cazul instabilității arderii;
- presostat de siguranță în caz de funcționare necorespunzătoare a exhaustorului gazelor de ardere;
- termostat de limită care întrerupe alimentarea cu gaz dacă temperatura aerului încălzit depășește 80 °C.

Valorile caracteristice constructive și funcționale pentru cele 6 mărimi fabricate sunt prezentate în tabelul 6.5.7.

Instalarea și exploatarea aerotermelor cu gaz în România se poate face numai cu respectarea prescripțiilor în vigoare, în domeniu, și după obținerea avizelor necesare de la organele abilitate.

Aerotermele cu combustibil lichid utilizează arzătoare cu pulverizare și sunt din această cauză mai scumpe și mai puțin utilizate.

6.5.3. Generatoare de aer cald

Sunt echipamente de încălzire ideale pentru orice tip și mărime de încăpere care nu este încălzită permanent,

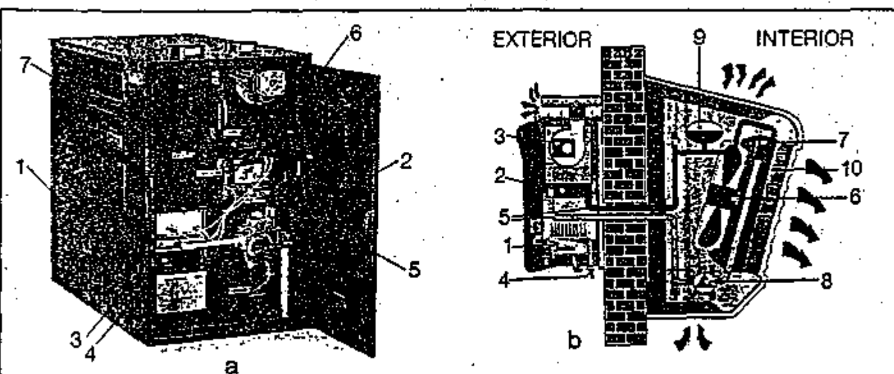


Fig. 6.5.10. Aerotermă cu gaz tip BALTUR-Italia:
a - varianta în versiune canalizabilă;
1 - carcasă metalică; 2 - rampă de gaz; 3 - arzător; 4 - cameră de combustie; 5 - aprinzător; 6 - bloc de aparate; 7 - exhaustor;
b - varianta Term Split;
1 - arzător; 2 - schimbător de căldură; 3 - ventilator; 4 - racord gaz combustibil; 5 - tuburi flexibile; 6 - exhaustor; 7 - baterie de încălzire; 8 - pompă de circulație; 9 - vas de expansiune; 10 - palete dirijoare.

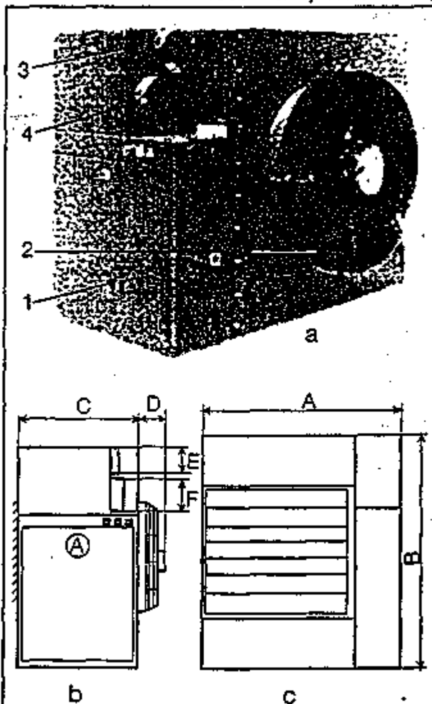


Fig. 6.5.11. Aerotermă cu gaz SABIANA:
a - vedere de ansamblu;
b - vedere laterală; c - vedere din față;
1 - carcasă metalică; 2 - ventilator;
3 - orificiu de evacuare gaze de ardere;
4 - orificiu de admisie a aerului de combustie.

datorită atingerii rapide a temperaturii de regim şi datorită lipsei pericolului de distrugere prin îngheţ a instalaţiei de încălzire clasice. Ele se utilizează şi pentru spaţii încălzite continuu, prezentând pe lângă avantajele enumerate mai sus şi pe acela al eliminării componentelor tradiţionale ale instalaţiilor de încălzire: radiatoare, conducte de legătură, pompe, ventile de dezaerisire, vase de expansiune, supape de siguranţă. Construcţia părţii active a generatorului de aer cald (focarul) este mult mai simplă şi ridică mai puţine probleme decât construcţia părţii corespunzătoare a cazanelor de încălzire.

6.5.3.1 Clasificarea generatoarelor de aer cald

Noţiunea „generator de aer cald" se referă la echipamente compacte care furnizează aer încălzit prin schimb direct de căldură cu produsele de ardere ale unor combustibili. Aerul cald poate fi refulat direct în încăperea încălzită sau poate fi distribuit prin intermediul unor canale de ventilare.

Clasificarea generatoarelor de aer cald poate fi abordată, în principal, din următoarele puncte de vedere:

– tipul combustibilului sau sursa de energie utilizată: combustibil (gazos, lichid, solid), energie electrică; combinaţii între combustibili şi energie electrică (bi-energie) etc;

– disponibilul de presiune la refularea aerului: cu disponibil de presiune (circulaţie prin canale); fără disponibil de presiune;

– poziţia în raport cu construcţia încălzită: mobile, fixe;

– soluţia constructivă: verticale cu circulaţie ascendentă; verticale cu circulaţie descendentă; orizontale; în „U".

6.5.3.2 Generatoare de aer cald fixe

Un generator de aer cald, fix, este prezentat în fig. 6.5.12 şi este realizat de firma BALTUR.

Generatorul poate fi echipat cu arzător de combustibil gazos, lichid sau mixt.

Carcasa şi scheletul de rezistenţă pot fi realizate cu tablă din oţel sau din aluminiu, cu posibilităţi de acces pentru întreţinere. Pentru generatoarele montate în spaţiile de locuit, carcasa poate fi realizată în sistem de mobilier. Interiorul carcasei, în zona focarului şi a schimbătorului de căldură convectiv, poate fi izolat termic şi placat cu folie reflectorizantă pentru a limita temperaturile superficiale şi pierderile de căldură. La unele generatoare, în zona ventilatorului, este prevăzută izolaţie fonică.

Ventilatorul este, cel mai adesea, de tip centrifugal, dublu aspirant, cu palete curbate înainte, cu disponibil de presiune suficientă pentru acoperirea pierderilor de sarcină ale traseului de aer din generator şi, eventual, din canalele de aspiraţie şi de distribuţie a aerului, ale schimbătorului de căldură şi ale filtrului.

Filtrul de aer reţine particulele de o anumită mărime din aerul care urmează a fi încălzit. Deşi măresc pierderea de sarcină, filtrele sunt necesare şi datorită faptului că diverse scame şi alte particule antrenate de aer se pot acumula în anumite puncte ale traseului şi se pot aprinde sau pot genera mirosuri neplăcute. Unele tipuri de filtre se înlocuiesc, altele se spală, se curăţă cu vacuum sau cu jet, se regenerează etc. Filtrul se montează pe traseul de aer înaintea ventilatorului.

Arzătoarele pot fi de tip atmosferic sau cu jet pentru combustibilul gazos, cu pulverizare sau cu picurare la combustibilul lichid etc. Echipamentele de control al arderii conţin: sistemul de aprindere, valva de gaz (respectiv, pompa de combustibil cu filtru, rezistenţa de încălzire şi conducta de întoarcere), automatul ventilatorului, sesizoarele de temperatură şi de flacără. Există patru sisteme de aprindere mai răspândite: flacără pilot permanentă, flacără pilot comandată, scânteie directă şi suprafaţă incandescentă (rezistenţă electrică).

Camera de combustie este zona în care se dezvoltă flacăra. Pereţii camerei participă la schimbul de căldură cu aerul încălzit şi, de aceea, forma constructivă a acesteia este aleasă

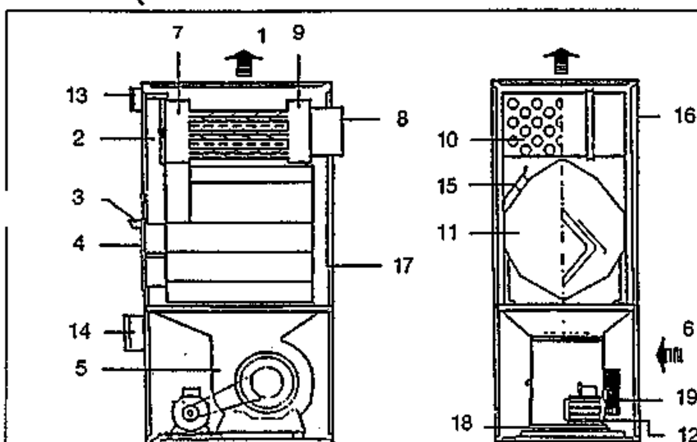


Fig. 6.5.12. Generatoare de aer cald BALTUR (secţiuni):

1 - gură de ieşire aer cald; 2 - uşiţă de vizitare a camerei de fum; 3 - vizor de supraveghere a flăcării; 4 - placă de fixare a arzătorului; 5 - ventilator centrifugal; 6 - gură de aspiraţie a aerului; 7 - cameră de fum anterioară; 8 - racord pentru coş; 9 - cameră de fum posterioară; 10 - schimbător de căldură; 11 - cameră de combustie; 12 - motorul ventilatorului; 13 - termostat de aer; 14 - tablou electric; 15 - deflector de aer; 16 - schelet de rezistenţă; 17 - panouri exterioare izolate; 18 - suport cu întinzător de curele; 19 - curele de transmisie.

Tabelul 6.5.7. Caracteristici ale aerotermelor AERGAS 93 - SABIANA

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor					
		12	18	24	28	40	50
Dimensiuni de gabarit - A	mm	615	615	738	860	1318	1318
- B		700	700	700	700	875	875
- C + D		665	665	665	665	665	665
Diametrului coşului de fum (E)	mm	90	90	90	90	110	110
Diametrul orificiului de intrare a aerului (F)	mm	110	110	110	110	150	150
Racordul pentru gaz	in	1/2	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4
Debit de aer încălzit	m^3/h	1.400	1.900	2.550	3.250	4.400	5.300
Creşterea de temperatură a aerului	K	32	39	38	36	37	36
Puterea termică utilă	kW	13,9	23,2	30,2	37,2	51,1	60,4
Consum de gaz metan	m^3/h	1,59	2,57	3,34	4,12	5,67	6,70
Putere instalată a ventilatorului	W	90	185	185	200	2x185	2x200

astfel încât să favorizeze transferul termic.

Schimbătorul de căldură diferă ca soluție constructivă de la o firmă la alta, fiind partea asupra căreia, alături de arzător, ventilator și elementele de automatizare se operează cele mai multe îmbunătățiri pentru creșterea randamentului de funcționare. Dacă generatorul lucrează în regim uscat (fără condensație) și dacă aerul de combustie și aerul încălzit nu sunt poluate, realizarea schimbătorului de căldură din oțel obișnuit poate conferi acestuia o durată de viață mare, fără probleme de coroziune. Dacă, însă, aerul de combustie conține ioni de halogen proveniți din gospodărie (înălbitori de rufe, solvenți, agenți de pulverizare din cosmetice etc.) sau în gazele de ardere apar ioni de sulf din combustibil, trebuie să se utilizeze oțel inoxidabil, oțel placat, oțel aluminizat etc.

Evacuarea gazelor de ardere se poate face prin tiraj natural sau cu exhaustor. Generatoarele moderne sunt echipate cu automat de blocare a alimentării cu combustibil dacă nu există tiraj. Pentru inducția tirajului, unii constructori utilizează mici ventilatoare care acționează printr-un jet de aer indus în traseul gazelor de ardere.

Standardul ANSI Z 2147 A clasifică generatoarele de aer cald din punct de vedere al evacuării gazelor de ardere în 4 categorii:

– I - presiunea negativă la coș și $\Delta t \geq 60$ K, unde Δt este diferența dintre temperatura gazelor de ardere și temperatura punctului de rouă;

– II - presiune negativă la coș și $\Delta t < 60$ K;

– III - presiune pozitivă la coș și $\Delta t \geq 60$ K;

– IV - presiune pozitivă la coș și $\Delta t < 60$ K;

Categoriile respective sunt marcate pe etichete și servesc la dimensionarea coșurilor.

Accesoriile livrate la cerere de unii producători cuprind umidificatoare, filtre electrostatice, clapete automate de închidere a accesului aerului și a coșului când generatorul nu funcționează. Umidificatoarele nu fac, de regulă, parte din furnitura standard, dar încălzirea cu aer cu circulație forțată permite controlul și modificarea umidității acestuia, iar furnizorii pun la dispoziția utilizatorilor umidificatoarele necesare.

Datele tehnice ale generatoarelor BALTUR din fig. 6.5.12 sunt prezentate în tabelul 6.5.8.

O soluție asemănătoare, a generatorului de aer cald, este realizată de firma AERPOL (fig. 6.5.13). Datele tehnice ale uneia dintre seriile fabricate sunt prezentate în tabelul 6.5.9.

O altă firmă care comercializează generatoare de aer cald în România este KROLL. În tabelul 6.5.10 sunt prezentate principalele caracteristici ale unor generatoare realizate de această firmă.

Soluțiile constructive ale generatoarelor de aer cald fixe sunt alese în funcție de locul de montare. În fig. 6.5.14 sunt prezentate moduri de aranjare a componentelor generatoarelor în funcție

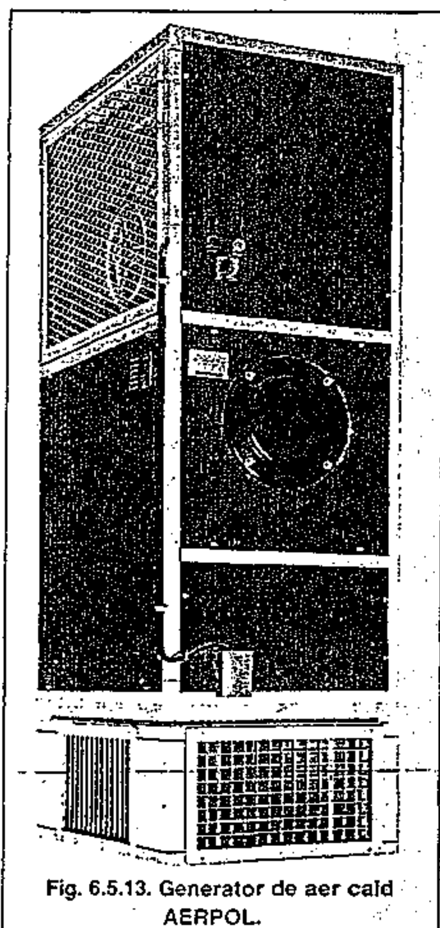


Fig. 6.5.13. Generator de aer cald AERPOL.

Tabelul 6.5.8. Caracteristici ale generatoarelor de aer cald BALTUR

Denumirea	U.M.	Mărimea generatoarelor					
		GA 80	GA 100	GB 1	GB 2	GB 3	GB 4
Lungime	mm	1.000	1.000	1.260	1.260	1.140	1.140
Lățime	mm	750	750	900	900	1.020	1.020
Înălțime	mm	1.900	1.900	2.060	2.060	2.340	2.340
Putere termică nominală	kW	95,3	116,3	148,9	173,3	203,5	232,6
Randament termic	%	91,0	90,4	90,5	90,2	91,2	90,2
Consum de gaz metan	m³/h	11,1	13,6	17,4	20,3	23,6	27,3
Consum GPL	m³/h	4,25	5,22	6,68	7,80	9,06	10,50
Consum combustibil lichid (10200 kcal/kg)	kg/h	8,8	10,8	13,9	16,2	18,8	21,7
Lungimea gâtului arzătorului	mm	180	180	180	180	230	230
Debit de aer încălzit	m³/h	6.300	7.800	9.700	11.700	13.700	15.600
Presiune statică disponibilă (fără filtru)	daPa	17	15	20	22	21	19
Puterea motorului ventilatorului	kW	1,1	1,5	1,5	2,2	2,2	3,0
Nivel de zgomot (la 4m)	dB(A)	71	72	73	72	72	73

Notă: Firma BALTUR fabrică și alte tipuri de generatoare de aer cald cu puteri cuprinse între 23 și 1046 kW.

Tabelul 6.5.9. Caracteristici ale generatoarelor de aer cald AERPOL

Denumirea	U.M.	Mărimea generatoarelor									
		SG 15	SG 35	SG 50	SG 60	SG 80	SG100	SG 120	SG 140	SG 175	SG 200
Lungime	mm	650	650	850	850	1.000	1.000	1.300	1.300	1.550	1.550
Lățime	mm	500	500	600	600	800	800	800	1.000	1.000	1.000
Înălțime	mm	1.450	1.450	1.600	1.600	1.900	1.900	1.900	2.150	2.150	2.150
Putere termică nominală	kW	29,0	40,6	58,0	69,6	92,8	116,0	139,2	174,0	203,0	232,0
Randament termic	%	87,0	86,0	87,0	86,5	88,4	87,7	88,0	87,6	87,5	87,0
Debit de aer încălzit	m³/h	1.900	2.700	4.300	5.000	6.600	8.600	10.500	12.900	13.800	16.100
Presiune statică disponibilă	daPa	8,8	10,8	11,8	9,8	14,7	11,8	14,7	16,7	14,7	12,8
Puterea motorului ventilatorului	kW	0,15	0,24	0,55	0,55	1,1	1,5	2,2	2,2	2,2	3,0

Notă: Gama completă de puteri termice ale generatoarelor de aer cald fabricate de firma AERPOL este cuprinsă între 15 și 990 kW

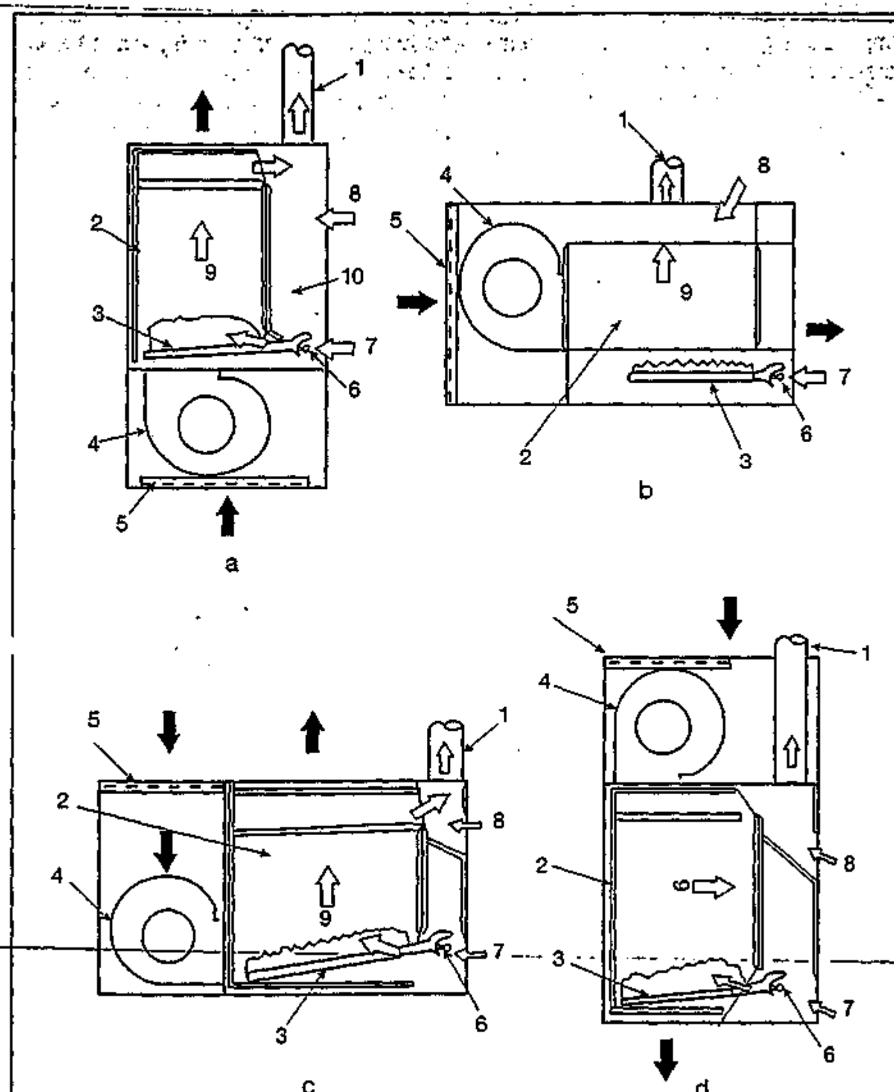


Fig. 6.5.14. Variante constructive de generatoare în funcţie de modul de circulaţie a aerului:
a - ascendentă; b - orizontală; c - în formă de U; d - descendentă;
1 - racord coş; 2 - schimbătoare de căldură; 3 - arzător; 4 - ventilator; 5 - filtru de aer; 6 - alimentare cu gaz; 7 - aer de combustie; 8 - aer de adaos; 9 - gaze de ardere; 10 - compartiment de control.

de particularităţile construcţiei referitoare la spaţiul diponibil pentru amplasare.

Varianta cea mai ades utilizată este cea cu circulaţie ascendentă (fig. 6.5.14 a) care se poate amplasa atât în spaţiul încălzit cât şi în încăperi anexe situate la subsolul construcţiei. Pentru construcţii care dispun de încăperi anexe de tipul podurilor se poate utiliza varianta cu circulaţie descendentă (fig. 6.5.14 d.) Varianta cu circulaţie orizontală (fig. 6.5.14 b.) se poate amplasa în tavane false, suspendată pe tavan, sau în poduri cu înălţime mică. Pentru amplasare în subsoluri cu înălţime mică se poate utiliza varianta cu circulaţie în „U" (fig. 6.5.14 c).

6.5.3.3 Generatoare de aer cald mobile

Sunt echipamente de încălzire care prezintă avantajul de a putea fi introduse în spaţiul de încălzit numai în timpul sezonului de încălzire, restul timpului putând fi păstrate într-un depozit. Ele se pot utiliza, de asemenea, în faza de echipare a construcţiilor noi sau în caz de cădere a instalaţiei de încălzire clasice.

Generatoarele mobile de aer cald funcţionează, de regulă, cu combustibil lichid, GPL, gaz metan sau energie electrică. Generatoarele mobile de aer cald cu combustibil lichid sunt, de regulă, echipate cu rezervoare de combustibil încorporate.

Trei dintre seriile de generatoare mobile fabricate de firma ARCOTHERM

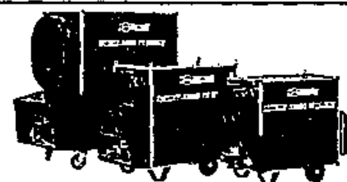
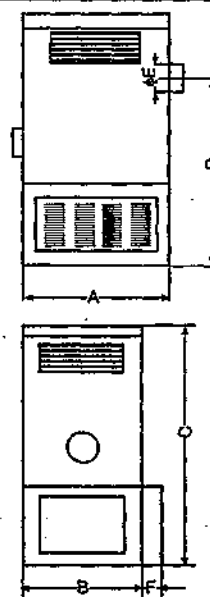


Fig. 6.5.15. Generatoare de aer cald mobile tip ARCOTHERM.

Tabelul 6.5.10. Caracteristici şi dimensiuni ale generatoarelor KROLL

Caracteristici tehnice	U.M.	W 401-VL	55 SZ	70 SZ	100 SZ
Puterea termică nominală maximă	kW	35	61	69	102
	kcal/h	30.100	48.900	59.300	87.700
Puterea calorică efectivă	kW	29	46	63	92
	kcal/h	25.000	39.600	54.200	79.100
Debit maxim de aer cald	m³/h	580	3.700	5.000	7.700
Debit de aer cald efectiv	m³/h	460	3.200	4.300	6.700
Diferenţa de temperatură (Δt)	K	80	43	44	41
Consum combustibil	kg/h	2,9	4,3	5,8	8,6
Putere electrică consumată	kW	0,09	1,28	1,41	2,20
Reţea electrică	V	220	220	220	380
	A	2,4	6,2	6,6	7,4
Capacitatea rezervorului	l	24	59	69	109
Masă (inclusiv arzătorul)	kg	85	166	192	270
Lăţime (A)	mm	600	800	840	1.100
Adâncime (B)	mm	610	530	600	760
Înălţime (C)	mm	1.140	1.710	1.950	2.110
Lungimea conductei de evacuare (D)	mm	820	1310	1490	1670
Diametrul conductei de evacuare	mm	150	130	180	180
Adâncimea rezervorului	mm	160	190	190	190



sunt prezentate în figura 6.5.15 cu caracteristicile tehnice în tab. 6.5.11

6.5.3.4 Generatoare de aer cald „bi-energie"

Aceste soluții sunt semnalate de literatura de specialitate dar se întâlnesc destul de rar în programele de fabricație ale producătorilor, cu excepția combinației combustibil gazos sau lichid - energie electrică.

În principiu, generatoarele bi-energie pot fi realizate ca două generatoare separate puse în paralel sau pot fi agregate monobloc în care cele două surse sunt înseriate.

Soluția cu așezarea în paralel a două generatoare (unul electric, celălalt cu combustibil gazos sau lichid) cuplate la aceeași tubulatură prin intermediul unor clapete de suprapresiune (V - 1; V - 2) este prezentată în figura 6.5.16. Acest sistem permite funcționarea celor două generatoare fie independent, fie simultan, în funcție de încărcarea termică cerută.

Soluția de principiu a generatorului cu două surse de energie înseriate este prezentată în figura 6.5.17. Bateria de rezistențe electrice este amplasată la ieșirea curentului de aer, asigurând, în acest caz, o post încălzire, după umidificare. În figura 6.5.18 este prezentat un generator de aer cald bi-energie cu combustibil solid și energie electrică. Este o construcție în „U" la care rezistențele electrice fac o primă încălzire a aerului.

6.5.4. Măsuri de siguranță la foc și explozie

Instalarea și utilizarea aparatelor de încălzire a aerului trebuie să se facă luându-se în considerare, pe de o parte, măsurile de siguranță la foc pe partea de aer iar, pe de altă parte, în cazul aparatelor consumatoare de combustibil sau cu rezistențe electrice, măsurile de siguranță specifice acestora.

Pe partea de aer, măsurile de siguranță la foc trebuie să țină seama de tipul și localizarea încăperilor încălzite și de concentrația de impurități din aer și natura acestora. În funcție de aceste criterii se stabilește dacă aparatele de încălzire pot sau nu să funcționeze cu aer recirculat, dacă este permisă amestecarea aerului din încăperi diferite, dacă temperatura aerului încălzit refulat în încăpere nu trebuie limitată după alte criterii decât acelea de eficiență și confort termic etc. De asemenea, se stabilesc materialele din care pot fi executate părțile componente ale aparatelor și, eventual, ale canalelor de vehiculare a aerului, prevederea de izolații și clapete antifoc așa cum indică reglementările în vigoare.

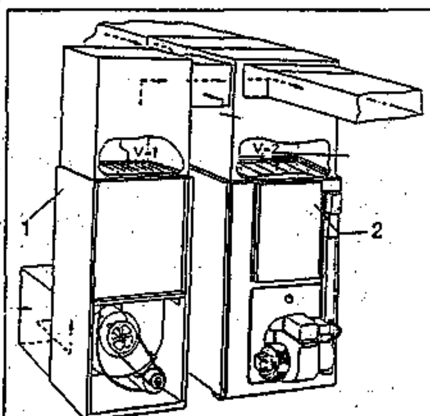


Fig. 6.5.16. Generator de aer cald bi-energie cu sursele în paralel:
1 - generator de aer cald electric;
2 - generator de aer cald cu combustibil.

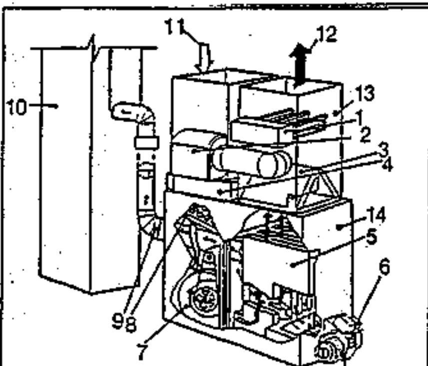


Fig. 6.5.17. Generator de aer cald bi-energie cu sursele înseriate:
1 - baterie electrică; 2 - umidificator;
3 - bloc de climatizare; 4 - filtru electronic;
5 - baterie de încălzire;
6 - arzător; 7 - ventilator; 8 - filtru de aer;
9 - canal de fum; 10 - coș de fum;
11 - aer recirculat; 12 - aer cald;
13 - generator de aer cald, electric;
14 - generator de aer cald, cu combustibil.

Pentru aparatele consumatoare de combustibil, măsurile de siguranță la foc și explozie trebuie să țină seama de tipul combustibilului, mărimea aparatului, mărimea și modul de utilizare a rezervei de combustibil, volumul și tipul de construcție adoptat pentru încăperea în care este amplasat aparatul, posibilitatea de acces a aerului de combustie, posibilitatea de limitare a efectelor și de intervenție în caz de foc și explozie, în conformitate cu reglementările specifice. De asemenea, dimensionarea coșurilor de fum, amplasarea lor, modul de trecere prin alte elemente ale construcției trebuie să facă obiectul unei analize conformă cu reglementările de prevenire și combatere a incendiilor.

Aparatele de încălzire a aerului cu rezistențe electrice trebuie realizate, instalate și utilizate astfel încât acestea să nu constituie surse de incendiu sau de alte pericole atât prin construcția propriu-zisă a lor cât și prin modul de alimentare cu energie electrică.

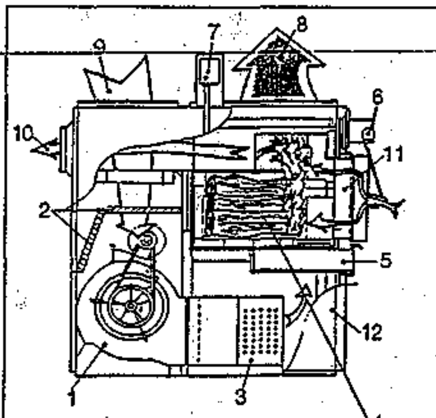


Fig. 6.5.18. Generator de aer cald bi-energie cu combustibil solid:
1 - ventilator; 2 - filtru de aer; 3 - baterie electrică; 4 - cameră de combustie;
5 - cenușar; 6 - control ușă de acces combustibil; 7 - controlul procesului de ardere; 8 - aer cald; 9 - aer recirculat;
10 - evacuare gaze de ardere;
11 - generator de aer cald, cu cărbune;
12 - generator de aer cald, electric.

Tabelul 6.5.11. Caracteristici ale generatoarelor de aer cald ARCOTHERM

Denumirea	U.M.	Mărimea generatoarelor							
		GK 25/N	GK 40/N	EC 25	EC 40	EC 70	JUMBO 80	JUMBO 110	JUMBO 170
Lungime	mm	1.035	965	1.195	1.310	1.550	1.550	1.740	2.200
Lățime	mm	505	505	530	530	680	640	850	960
Înălțime	mm	565	635	1.040	1.045	1190	1.120	1.235	1.875
Puterea termică nominală	kW	29,0	46,0	25,0	37,0	68,0	80,0	109,0	178,0
Debit de aer	m³/h	720	900	1.200	1.400	3.000	6.500	8.500	14.000
Consum combustibil - lichid	kg/h	2,4	3,9	2,4	3,9	6,8	7,8	10,7	16,7
- metan	m³/h	-	-	-	-	-	9,3	12,8	19,8
- GPL	kg/h	-	-	-	-	-	6,4	8,8	13,6
Capacitate rezervor combustibil	l	42	42	65	65	105	125	125	-

6.6. Materiale şi elemente comune instalaţiilor de încălzire

6.6.1. Ţevi

În instalaţiile de încălzire pentru transportul fluidelor calde şi reci se folosesc ţevi din: oţel, cupru şi materiale cu structură termoplastică.

6.6.1.1 Ţevi din oţel

6.6.1.1.1 Caracteristici principale

Ţevile din oţel sunt grupate pe mai multe categorii:

- *fără sudură, trase sau laminate la cald pentru instalaţii* (STAS 403) executate din oţel carbon pentru ţevi OLT 35 sau OLT 45 în trei serii: grea (G), medie (M) şi uşoară (U) (tab. 6.6.1). Lungimile de livrare sunt de 4...8 m pentru conductele filetate şi 4...12 m pentru cele nefiletate; la cerere, pot fi livrate şi cu lungimi de 4...8 m filetate sau nefiletate.
- *fără sudură, laminate la cald, pentru construcţii* (STAS 404) executate din oţel carbon OLT 32, OLT 35, OLT 45, OLT 55 şi OLT 65 cu precizie obişnuită sau înaltă, cu garantarea compoziţiei chimice şi a caracteristicilor fizico-chimice în conformitate cu prevederile STAS 403. Se livrează în lungimi între 4 şi 12,5 m (tab. 6.6.2, anexa 6.1)

Ţevile din oţel au o masă specifică ρ = *7850* kg/m³, o conductivitate termică λ = *54,4* W/m·K şi un coeficient de dilatare de 12,5 x 10⁻³ mm/m·K

6.6.1.1.2 Îmbinarea ţevilor

Ţevile din oţel se îmbină între ele prin:
- *fitinguri din fontă maleabilă*, cu diametre cuprinse între 3/8 şi 1¼", anume: curbe la 90° şi 45°, coturi la 90° cu filet cilindric şi conic, cot olandez la 90°, teu egal, cruce, mufă normală, mufă stânga-dreapta, niplu stânga-dreapta, racord olandez drept cu filete cilindrice şi conice, cot şi teu cu derivaţie redusă sau mărită, conector redus şi inducţie. Îmbinarea ţevilor cu fitinguri se face prin filetare. Pentru a da posibilitatea desfacerii unor tronsoane de conducte, în caz de avarie, se recomandă îmbinarea cu ajutorul racordurilor olandeze. Acest mod de îmbinare se utilizează la ţevi filetate cu diametrele cuprinse între 3/8" şi 1¼".
- *flanşe sudate de conducte*, a căror prindere se face cu şuruburi şi garnituri între flanşe pentru asigurarea etanşeităţii. Acest mod de prindere se face între tronsoane de conducte sau între conducte şi aparatele şi utilajele instalaţiei (pompe, cazane, schimbătoare de căldură etc.). Flanşele pot fi rotunde sau ovale şi se utilizează în instalaţiile de încălzire fără probleme estetice deosebite (clădiri industriale).
- *sudare autogenă* (procedeul cel mai utilizat) *sau electrică*. Alegerea procedeului de sudare depinde de: grosimea pereţilor ţevilor de asamblare, aspectul şi suprafaţa ţevilor, condiţiile în care se realizează preţul de cost. Ca procedee de sudare se pot menţiona: sudarea oxiacetilenică (pentru ţevi cu

Tabelul 6.6.1. Ţevi din oţel fără sudură trase sau laminate la cald pentru instalaţii STAS 403

Ţevi din oţel seria G

Diametrul nominal [mm]	[in]	Diametrul exterior [mm] max	min	Grosimea peretelui [mm]	Masa teoretică, [kg/m] cu capete netede	cu capete filetate cu mufe
6	1/8	10,6	9,8	2,65	0,493	0,496
8	1/4	14,0	13,2	2,90	0,769	0,773
10	3/8	17,5	16,7	2,90	1,02	1,03
15	1/2	21,8	21,0	3,25	1,45	1,46
20	3/4	27,3	26,5	3,25	1,90	1,91
25	1	34,2	33,3	4,05	2,97	2,99
32	1 1/4	42,9	42,0	4,05	3,84	3,87
40	1 1/2	48,8	47,9	4,05	4,43	4,47
50	2	60,8	59,7	4,50	6,17	6,24
65	2 1/2	76,6	75,3	4,50	7,90	8,02
80	3	89,5	88,0	4,85	10,1	10,3
100	4	115,0	113,0	5,40	14,4	14,7
125	5	140,8	138,5	5,40	17,8	18,3
150	6	166,5	163,9	5,40	21,2	21,8

Tabelul 6.6.1. Ţevi din oţel fără sudură trase sau laminate la cald pentru instalaţii STAS 403

Ţevi din oţel seria M: Diametrul nominal [mm]	[in]	Diametrul exterior [mm] max	min	Grosimea peretelui [mm]	Masa teoretică [kg/m] cu capete netede	cu capete filetate cu mufe	Ţevi din oţel seria U: Diametrul exterior [mm] max	min	Grosimea peretelui [mm]	Masa teoretică [kg/m] cu capete netede	cu capete filetate cu mufe
6	1/8	0,6	9,8	2,00	0,407	0,410	10,4	9,7	1,80	0,369	0,372
8	1/4	14,0	13,2	2,35	0,650	0,654	13,9	13,2	2,00	0,573	0,577
10	3/8	17,5	16,7	2,35	0,852	0,858	17,4	16,7	2,00	0,747	0,753
15	1/2	21,8	21,0	2,65	1,22	1,23	21,7	21,0	2,35	1,10	1,11
20	3/4	27,3	26,5	2,65	1,58	1,59	27,1	26,4	2,35	1,41	1,42
25	1	34,2	33,3	3,25	2,44	2,46	34,0	33,2	2,90	2,21	2,23
32	1 1/4	42,9	42,0	3,25	3,14	3,17	42,7	41,9	2,90	2,84	2,87
40	1 1/2	48,8	47,9	3,25	3,61	3,65	43,6	47,8	2,90	3,26	3,30
50	2	60,8	59,7	3,65	5,10	5,17	60,7	59,6	3,25	4,56	4,63
65	2 1/2	76,6	75,3	3,65	6,51	6,63	76,3	75,2	3,25	5,81	5,93
80	3	89,5	88,0	4,05	8,47	8,64	89,4	87,9	3,65	7,65	7,82
100	4	115,0	113,1	4,50	12,1	12,4	114,9	113,0	4,05	11,0	11,3
125	5	140,8	138,5	4,85	16,2	16,7					
150	6	66,5	163,9	4,85	19,2	19,8					

pereți sub 6 mm grosime) și sudarea cu arc electric (pentru țevi cu pereți de minimum 1,5-2 mm).

6.6.1.1.3 Susținerea și prinderea țevilor

Soluțiile de susținere a țevilor se adoptă în funcție de caracteristicile lor tehnice (diametru, existența sau nu a izolației, fluidul încălzitor etc.) precum și de forma și natura elementelor de construcții, locul de amplasare, traseul lor etc.

Țevile cu diametre mici (până la 2") se pot susține cu dispozitive executate din două părți (fixă și mobilă) (fig. 6.6.1)

Țevile se mai pot monta pe:
- console, când țevile sunt amplasate lângă pereți;
- plase de conducte, când sunt amplasate la planșee;
- suporturi fixe și mobile în cazul amplasării în canale termice.

Țevile amplasate în apropierea pereților și stâlpilor, sub platforme sau sub grinzi, se susțin pe console executate din profile L sau T încastrate sau prinse de elemente de construcții. În funcție de diametrul și panta țevilor, natura agentului termic (apă sau abur) se determină distanța dintre punctele de susținere cu relația:

$$l = 2{,}13\sqrt{\frac{aI}{m_c}} \quad [m] \qquad (6.6.1)$$

în care:
- a este săgeata admisibilă [mm/m];
- I - momentul de inerție [cm⁴];
- m_c - greutatea țevii [kg/m].

Pentru calcule practice se poate utiliza și relația simplificată

$$l = 0{,}4...0{,}5\sqrt{d} \quad [m] \qquad (6.6.2)$$

în care d este diametrul țevii în [mm].

În calculele practice rapide se pot utiliza și graficele din figurile 6.6.2 și 6.6.3.

6.6.1.1.4 Preluarea dilatării țevilor

Alungirea unei țevi se determină cu relația

$$\Delta L = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta t \quad [m] \qquad (6.6.3)$$

în care:
- l_0 este lungimea țevii între două suporturi fixe la temperatura de montare [m];
- α - coeficient de dilatare liniară, $\alpha = 12^{-6}$ [m/m·K];

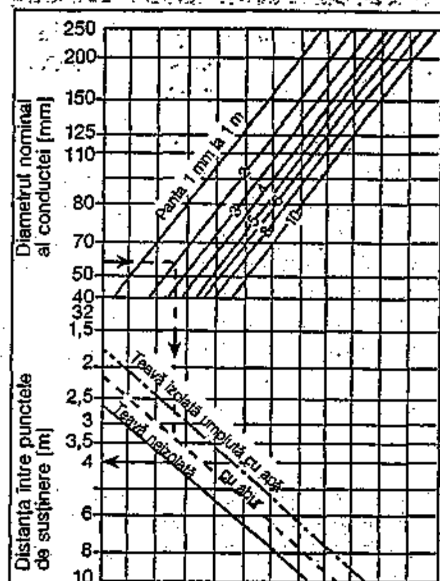


Fig. 6.6.2. Distanța dintre punctele de sprijin ale țevilor din oțel.

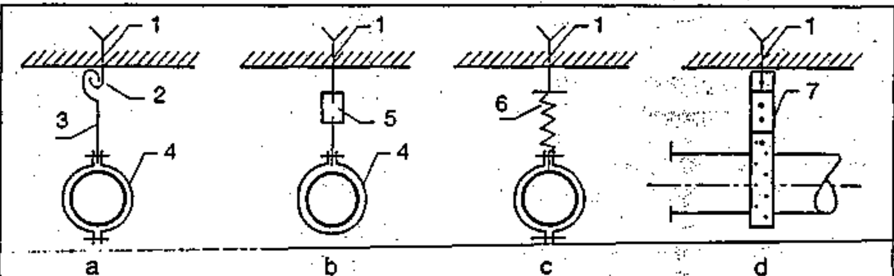
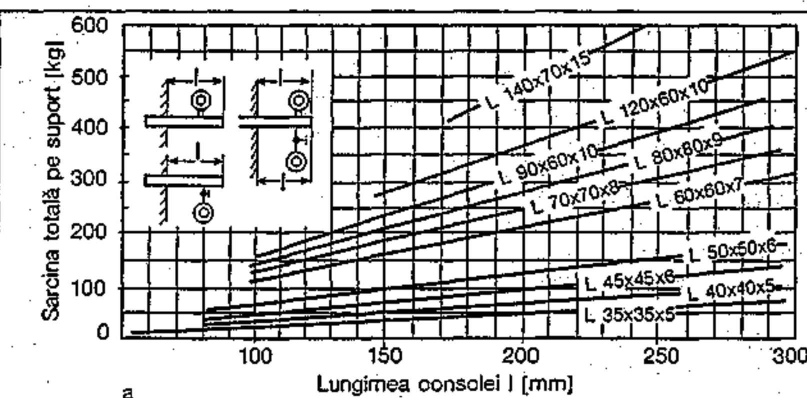


Fig. 6.6.1. Susținerea țevilor cu diametre mici:
a - varianta cu fier lat sau rotund și cârlig; b - cu tensor; c - cu arc; d - cu fier lat găurit;
1 - fier rotund încastrat; 2 - cârlig; 3 - etrier; 4 - colier; 5 - tensor; 6 - arc; 7 - fier lat găurit.

Tabelul 6.6.3. Cote geometrice pentru preluarea dilatărilor		
t_{agent} [°C]	a - Înălțimea coloanelor [m]	
	Cu un suport fix fără compensator de dilatare	Cu un compensator de dilatare și două suporturi fixe
65	16,0-32,0	32,0-64,0
75	13,5-37,5	27,5-56,0
85	12,0-24,0	24,0-48,0
95	10,5-21,5	21,5-43,0
115	9,0-18,0	18,0-35,5
130	7,5-15,5	15,5-31,0
150	6,5-13,5	13,5-27,0

Diametrul conductei [mm]	b - Distanța dintre suporturi fixe [m]			
	150 °C	110 °C	95 °C	85 °C
40	45	59	68	74
50	50	65	75	83
65	55	72	83	91
80	60	78	90	99
100	65	85	98	107
125	70	91	105	116
150	75	98	113	124
175	82	107	123	135
200	90	127	135	149



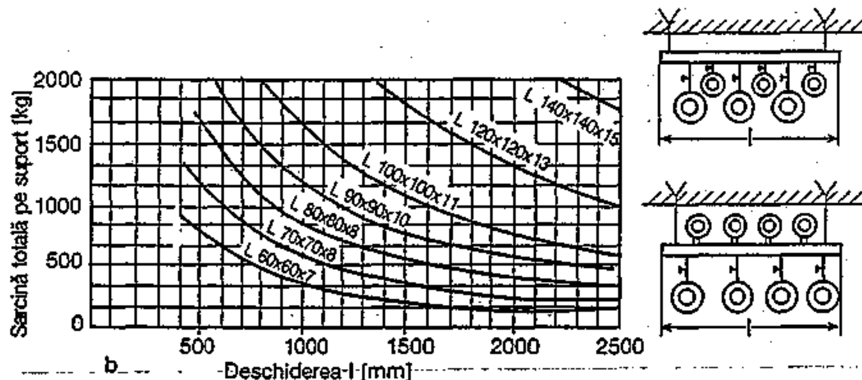


Fig. 6.6.3. Lungimea l a suportului de susținere a țevilor din oțel:
a - suport tip consolă; b - suport tip plafon.

- Δt - diferența de temperatură între temperatura maximă a țevii în timpul funcționării instalației și temperatura țevii în perioada de montare (considerată 0 °C).

Dilatarea țevilor orizontale sau verticale este preluată, în general, prin utilizarea curbelor rezultate din traseu precum și a compensatoarelor în formă de U și L.

Coloanele verticale se prevăd cu suporturi fixe la mijlocul coloanelor sau cu compensatoare de dilatare montate, de asemenea, la mijloc, între suporturile fixe (tab. 6.6.3,a).

Se recomandă ca legătura coloanelor la conductele de distribuție să se facă orizontal, având lungimea corespunzătoare preluării dilatării verticale.

Țevile orizontale din oțel care alcătuiesc distribuția pentru preluarea dilatărilor se prevăd cu autocompensatoare (fig. 6.6.4) și compensatoare în formă de U (fig. 6.6.5) montate între două suporturi fixe, la distanța determinată funcție de temperatura agenților termici (tab. 6.6.3,b).

6.6.1.2 Țevi din materiale cu structură termoplastică

6.6.1.2.1 Caracteristici principale

Țevile confecționate din materiale cu structură termoplastică utilizate în instalațiile de încălzire prezintă multiple avantaje: rezistență la coroziune, timp redus de montare și reparații, bune izolatoare termice și electrice, posibilitatea lipirii și sudării la temperaturi scăzute, pierderi de sarcini reduse etc. Prezintă unele inconveniente: coeficienți de dilatare mari, limite la temperaturi, rezistențe mecanice reduse etc. Ca materii prime sintetice sunt utilizate polietilena dură și moale (de înaltă respectiv, joasă densitate), ca și policlorura de vinil (PVC dură).

Din această categorie fac parte:

- *țevi din polietilenă (VPE)*, executate din polietilenă de înaltă densitate (HDPE) prin diferite metode de fabricație determinate de cerințe tehnico-economice de calitate. Prin reticulare (formarea de legături tridimensionale în urma unui proces chimic sau fizic) se obține un material flexibil și rezistent la presiune și temperatură. Din această categorie fac parte țevile „ECOTUBE" fabricate în Franța (tab. 6.6.4), țevile EUROFLEX și UNIPIPE fabricate în Germania.

Țevile EUROFLEX pentru instalații de încălzire sunt executate din polietilenă reticulară VPE - c (PEX) cu trei straturi (fig. 6.6.6.) și prezintă următoarele caracteristici: temperatura maximă de lucru de 95 °C; presiunea nominală $P_n = 6$ bar, iar cea maximă de $P_{max} = 20$ bar; conductivitatea termică $\lambda = 0,35$ W/m·K mm coeficientul de dilatare $\alpha = 2 \cdot 10^{-6}$ m/m·K.

Alte caracteristici tehnice sunt date în tab.6.6.5.

Țevile UNIPIPE se execută cu

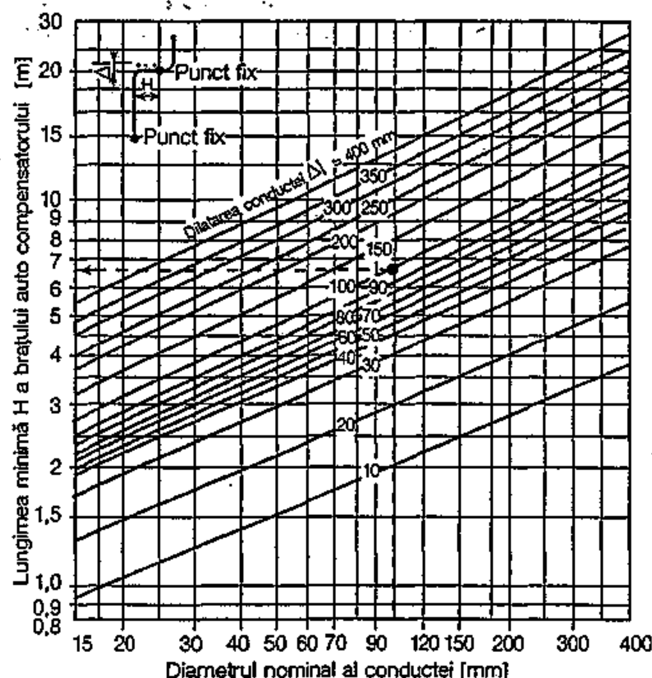
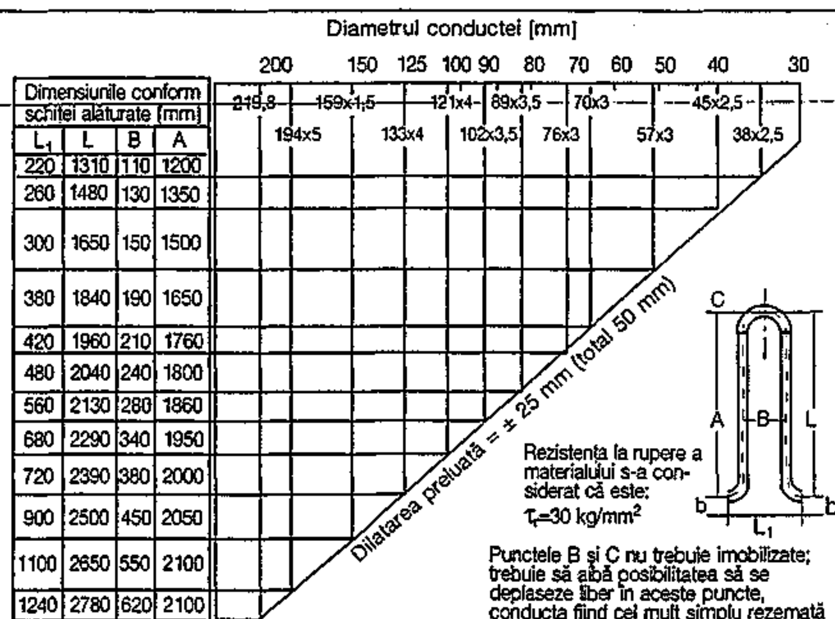


Fig. 6.6.4. Determinarea brațului autocompensatorului la țevile din oțel.



Dimensiunile conform schiței alăturate [mm]			
L1	L	B	A
220	1310	110	1200
260	1480	130	1350
300	1650	150	1500
380	1840	190	1650
420	1960	210	1760
480	2040	240	1800
560	2130	280	1860
680	2290	340	1950
720	2390	380	2000
900	2500	450	2050
1100	2650	550	2100
1240	2780	620	2100

Fig. 6.6.5. Determinarea caracteristicilor constructive ale compensatorului de dilatare U la țevile din oțel.

Tabelul 6.6.4. Țevi din polietilenă reticulată tip ECOTUBE

Dimensiuni	Grosimea peretelui	Masa unitară medie	Conținut de apă
[mm]	[mm]	[g/m]	[l/m]
8x6	1,0	25	0,028
10x8	1,0	30	0,050
12x10	1,1	42	0,075
16x13	1,5	72	0,133
20x16	1,9	111	0,206
25x20	2,3	175	0,327

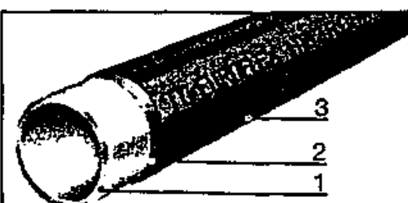


Fig. 6.6.6. Țeavă tip EUROFLEX VPE -c:
1 - țeavă de bază din PVC - c, de înaltă densitate;
2 - strat intermediar;
3 - peliculă EVOH din aluminiu pulverizat în câmp electrostatic.

diametre: 14 x 2; 16 x 2; 18 x 2; 25 x 3,5; 32 x 3 mm, în trei culori diferite pentru a pune în evidență domeniul de utilizare:

UNIPIP S - maron și UNIPIP H - alb pentru temperaturi de până la 95 °C și presiuni sub 10 bar; UNIPIP F - roșu pentru temperaturi de până la 60 °C și presiuni sub 6 bar.

- *țevi din polipropilenă (PP)*, se execută cu diametre cuprinse între 32 și 125 mm. Din această categorie sunt utilizate țevile din polipropilenă copolimeră „COPRAX" (tab. 6.6.6), țevile din polipropilenă „POLYMUTAN" (tab. 6.6.7) și cele cu armătură din aluminiu „PROSTAB".

- *țevi din policlorură de vinil clorurat „GLASTOFERAN"* executate de firma germană TERMCONCEPT. Se utilizează sub denumirea de TC - QUICKPIPE GLASTOFERAN, prezentând următoarele caracteristici tehnice: diametre între 16 și 110 mm; presiunea maximă de lucru $P_n = 25$ bar; coeficientul de dilatare $\alpha = 70 \cdot 10^{-6}$ m/m·K;

- *țevi din polibutenă (PB)*, se execută din material sintetic termoplastic, parțial cristalin. Sunt rezistente la șocuri, sunt flexibile și au o mare rezistență la fluaj, la abraziune și tensiune.

6.6.1.2.2 Îmbinarea țevilor

Țevile din material plastic se asamblează între ele cu fitinguri, prin sudare, lipite și înfiletate, astfel:

- țevile din polietilenă reticulară (ex: țevi tip TC - EUROFLEX) se îmbină cu fitinguri din alamă cromată prin presare la rece cu un inel de presare-etanșare. Gama de fitinguri permite trecerea în instalație de la un tip de material existent (oțel sau cupru) la tubul TC-EUROFLEX.

La operația de îmbinare, fitingul poate fi rotit la cald, prin încălzire cu aer cald - fără ca etanșeitatea să fie afectată.

Există sisteme din tuburi din PE-xa cu îmbinare prin manșon alunecător, îmbinare nedemontabilă ce poate fi pozată în șapă sau tencuială (vezi sisteme REHAU, la finalul volumului).

- țevile din policlorură de vinil tip TC - QUICKPIPE se îmbină prin fitinguri și armături executate din același material precum și prin fitinguri din alamă cromată sau nu. Legăturile se realizează prin lipire la rece cu adeziv, operațiile de lucru fiind prezentate în figura 6.6.7.

6.6.1.2.3 Susținerea și prinderea țevilor

Țevile din material plastic, ca și cele din metal, folosesc profile metalice de susținere, fixare și insonorizare. Gama acestor profile este foarte variată depinzând de caracteristicile țevii și locul de montare. Firma germană MÜPRO GmbH a realizat elemente de fixare (fig. 6.6.8b) și coliere de susținere (fig. 6.6.8c).

Tabelul 6.6.8. Coeficienți de dilatare

Tipul materialului țevii	Coeficientul de dilatare α [m/m·K]
oțel (OL)	$12,5 \times 10^{-6}$
cupru (CU)	$16,5 \times 10^{-6}$
TC-GLASTOFERAN	70×10^{-6}
Policlorură de vinil (PVC)	80×10^{-6}
Polibutilenă (PB)	130×10^{-6}
Polipropilenă (PP)	150×10^{-6}
Polietilenă (PE)	200×10^{-6}

Tabelul 6.6.5. Țevi din polietilenă reticulată tip EUROFLEX

Dimensiuni	Puterea termică maximă	Debit maxim	Viteza de transport maximă a apei	Conținut de apă	Pierderea de sarcină unitară R
[mm]	[W]	[kg/h]	[m/s]	[l/m]	[mbar/m]
16x14	5100	230	0,8	0,079	8,0
18x16	7400	330	0,8	0,113	6,0
25x20	10000	430	0,8	0,154	5,5

Tabelul 6.6.6. Țevi din polipropilenă tip COPRAX

Dimensiuni		Grosime perete	Lungime	Dimensiuni		Grosime perete	Lungime
[in]	[mm]	[mm]	[m]	[in]	[mm]	[mm]	[m]
3/8	16 + 0,3	2,7	4	1 1/2	50 + 0,5	8,4	4
1/2	20 + 0,3	3,4	4	2	63 + 0,6	10,50	4
3/4	25 + 0,3	4,2	4	2 1/2	75 + 0,9	12,5	4
1	32 + 0,3	5,4	4	3	90 + 0,9	15,0	4
1 1/4	40 + 0,4	6,7	4	-	-	-	-

Tabelul 6.6.7. Țevi din polipropilenă tip POLYMUTAN

Diametru	Dimensiuni de fabricație [mm] pentru conducte din Polymutan nearmate			Dimensiuni de fabricație [mm] pentru conducte din Polymutan armate cu		
[mm]	P_n=10 bar	P_n=20 bar	P_n=25 bar	zinc*	cupru	oțel
10	-	16x2,7	-	-	12x1,0	-
12	-	20x3,4	20x4,0	3/8(12,5)	15x1,0	15x1,0
15	-	-	26x5,0	-	-	-
16	20x1,9	25x4,2	-	1/2(16)	18x1,0	-
20	25x2,3	32x5,4	32x6,4	3/4(21,6)	22x1,0	22x1,2
25	32x3,0	40x6,7	40x8,0	1(27,2)	28x1,5	28x1,2
30	-	-	50x10,0	-	-	-
32	40x3,7	50x8,4	63x12,6	1 1/4(35,9)	35x1,5	35x1,5
40	50x4,6	63x10,5	75x15,0	1 1/2(41,8)	42x1,5	42x1,5
50	63x5,8	75x12,5	-	2(53)	54x2,0	54x1,5
60	75x6,9	90x15,0	-	-	64x2,0	-
65	-	-	-	2 1/2(68,8)	-	-
70	90x8,2	-	-	-	76,1x2,0	76,1x2,0

*) Pentru conductele armate cu zinc dimensiunile sunt în [in(mm)]

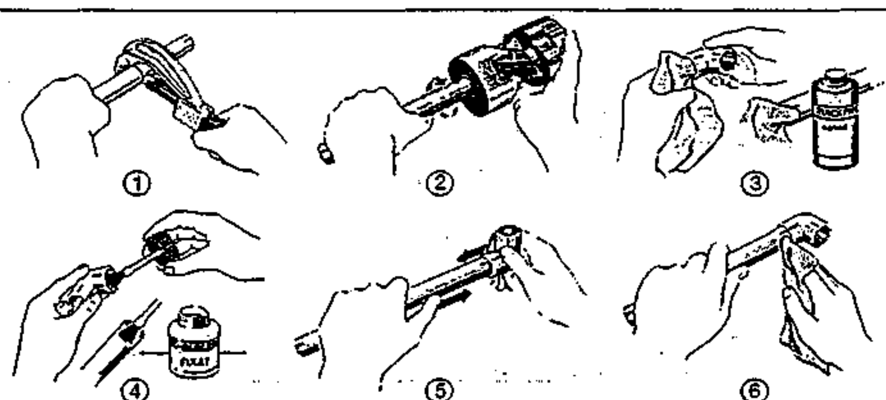


Fig. 6.6.7. Tehnologia de îmbinare a țevilor TC - QUICKPIPE:
1 - tăiere; 2 - finisarea secțiunii; 3 - decapare; 4 - aplicarea adezivului; 5 - îmbinarea (împingere fără răsucire); 6 - curățirea îmbinării.

Colierele de susţinere a ţevilor sunt protejate cu garnituri insonorizante şi se folosesc tipurile: colier standard cu două şuruburi; colier cu două şuruburi sistem pivotant - desfacere fără deşurubare; colier cu cochilie din poliuretan dur şi colier pentru tubulatură industrială. Elementele de susţinere a ţevilor din material plastic pot fi utilizate şi pentru susţinerea şi prinderea conductelor din metal, în special, a celor cu diametre mici.

6.6.1.2.4 Preluarea dilatării ţevilor din materiale plastice

Unul din dezavantajele ţevilor din materiale plastice îl reprezintă faptul că au coeficienţii de dilatare mult mai mari decât ai celor din metale (5...15 ori) (tab. 6.6.8). Pentru preluarea dilatărilor se prevăd, pe traseu, curbe şi compensatoare în formă de U sau Z. Pentru conductele de tip TC - QUICKPIPE GLASTOFERAN în fig. 6.6.9. sunt prezentate caracteristicile constructive ale tipurilor de compensatoare, ale căror valori se pot lua din diagrama din fig. 6.6.10.

Ex.: pentru o conductă tip TC - QUICKPIPE cu un diametru ϕ *25* mm, o lungime $L = 10$ m şi o diferenţă de temperatură $\Delta t = 50$ K, alegând un compensator de tip U (fig. 6.6.9), se obţine lungimea braţului $a = 100$ cm (fig. 6.6.10); considerând raportul $a / b = 1 / 1$, rezultă că şi braţul $b = 100$ cm.

6.6.1.3 Ţevi din cupru

Ţevile sunt realizate din cupru dezoxat cu fosfor. Sunt obţinute prin tragere fără sudură longitudinală şi prezintă următoarele caracteristici tehnice: conductivitate termică: $\lambda = 378$ W/m·K şi coeficientul de dilatare $\alpha = 16 \cdot 10^{-6}$ m/m·K. Avantajele ţevilor din cupru sunt: uşurinţa în procesul de montare, executarea îmbinărilor în timp scurt, pierderi de sarcină mici, rezistenţă mare la coroziune, rezistenţă mare la presiuni interioare ale fluidelor etc. Ele se pot livra încolăcit sau în tronsoane drepte (4...6 m). Dezavantajele ţevilor din cupru constau în faptul că sunt foarte scumpe.

Îmbinarea ţevilor din cupru se face, ca şi la celelalte tipuri de ţevi, prin: fitinguri, manşoane, reducţii, teuri, coturi şi curbe de diverse mărimi.

Asamblarea ţevilor se poate face cu: sudare prin capilaritate (cap la cap), racorduri mecanice (prin compresie; guler strâns prevăzut sau nu cu garnitură din material plastic; guler de formă tronconică evazată şi strângere cu piuliţă specială) şi fără racorduri intermediare, prin procedeul ţeavă în ţeavă şi sudare prin capilaritate. În tab. 6.6.9 sunt date caracteristicile constructive ale conductelor din cupru.

6.6.1.4 Ţevi preizolate

Din această categorie fac parte ţevile metalice preizolate termic cu spumă poliuretanică:

- *ţevile preizolate tip ISOPLUS* prezintă următoarele caracteristici tehnice: diametre între 3/4 şi 6", lungimea de livrare 6 m; izolaţia termică este realizată cu spumă tare de poliuretan (PUR); protecţia exterioară este realizată cu manta confecţionată din polietilenă dură (PED) ce asigură dilatare liniară $\alpha = 200 \cdot 10^{-6}$ m/m·K; coeficientul de conductivitate termică $\lambda = 0{,}44$ W/m·K. Ţevile destinate reţelelor montate aerian (stâlpi, console etc.) sunt protejate cu o manta realizată din aluminiu, tip SPIKO. Îmbinarea conductelor se realizează cu:

• curbe realizate din coturi preuzinate sau prin îndoire la rece. Curbele au capete drepte de minimum 0,5 m, sudura realizându-se în mediu protector ce asigură o îmbinare perfectă. Stratul de bază se sudează cu instalaţia de sudat în argon iar următoarele straturi cu instalaţia de sudat cu CO_2;

• ramificaţii, care au compoziţia

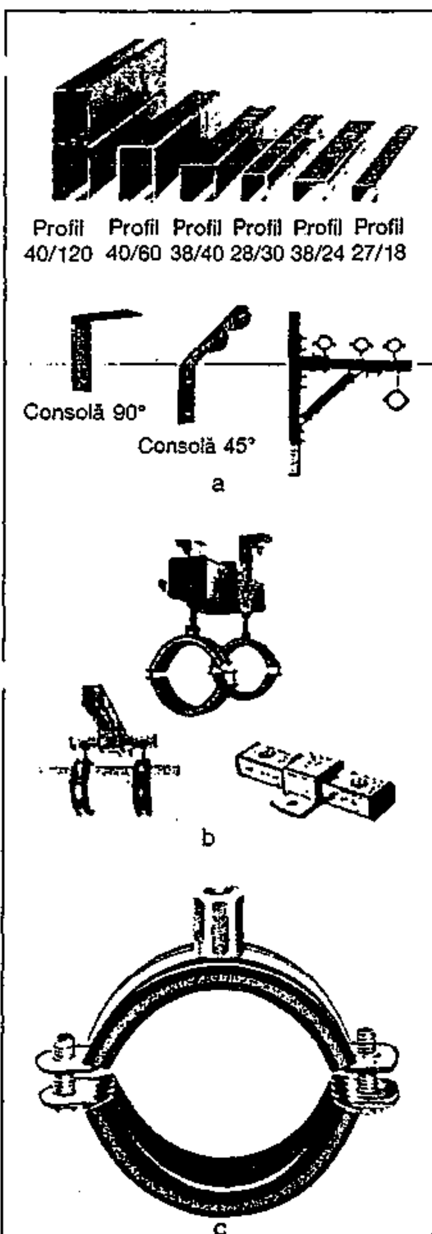


Fig. 6.6.8. Elemente de susţinere a conductelor tip MUPRO GmbH:
a - profile din metal;
b - elemente de fixare; c - colier.

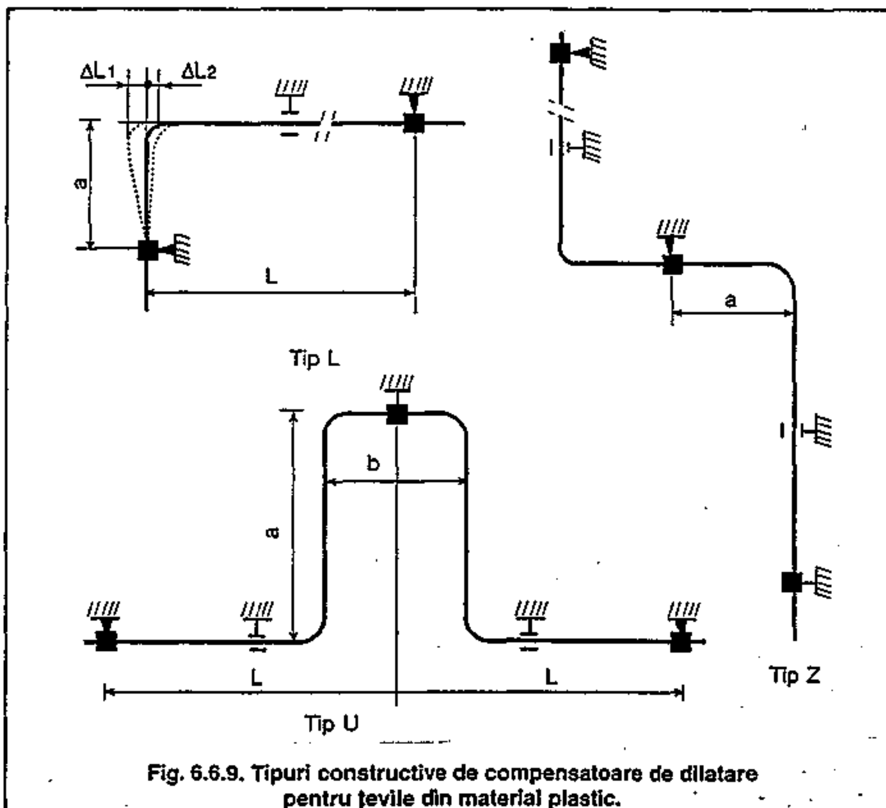


Fig. 6.6.9. Tipuri constructive de compensatoare de dilatare pentru ţevile din material plastic.

identică cu a țevii de transport, ele fiind preizolate în fabrică;

• manșoane utilizate pentru izolarea și etanșarea țevilor de transport; interiorul se umple cu aceeași spumă ca și țevile;

- *țevile preizolate tip INTELENERG*, produse de Combinatul Chimic din Orăștie, prezintă următoarele caracteristici tehnice: diametre între 20 și 500 mm; izolație termică din spumă poliuretanică protejată la exterior cu manta din polietilenă dură.

- *țevile preizolate ECOFLEX* (fig. 6.6.11ab) sunt executate din una/două conducte centrale PE-X (polietilenă reticulată), materialul izolator termic PE - X și mantaua protectoare PE - HD (polietilenă de înaltă densitate).

Caracteristicile tehnice sunt date în tab. 6.6.10. Piesele de legătură sunt, în general, din alamă cu dimensiuni corespunzătoare conductelor. În punctele în care au loc derivații, trecerea de la sistemele cu o singură țeavă la cele cu două țevi, precum și montarea de vane, se prevăd camere de control.

6.6.2. Robinete de reglare la corpurile de încălzire

Sunt utilizate pentru reglarea debitului de agent termic și a pierderilor de sarcină la corpurile de încălzire. Gama este destul de variată.

Se folosesc: robinete manuale, termostatice și cu 4 căi.

6.6.2.1 Robinete manuale

Sunt: robinetele cu simplă reglare (fig. 6.6.12,a) și dublă reglare (fig. 6.6.12,b) de pe conductele de ducere și de întoarcere.

6.6.2.1.1 Robinete cu simplă reglare

Echilibrarea se face pe racordul de reglare. Firma franceză EUROSAR COMAP produce robinete colțare sau drepte cu dimensiuni de 3/8···3/4" cu prindere prin filetare sau sudare de conductă de legătură.

6.6.2.1.2 Robinete cu dublă reglare

Echilibrarea se realizează prin limitarea ridicării clapetei datorită unui șurub micrometric încorporat și reglat cu o cheie specială.

Aceeași firmă franceză COMAP produce robinete colțare (fig. 6.6.13a) și robinete drepte (fig. 6.6.13b) ale căror caracteristici constructive sunt date în tabelele 6.6.11 și 6.6.12.

Legătura dintre debitul de fluid și pierderile de sarcină la un robinet cu dublă reglare, în funcție de treapta de reglare, este prezentată în nomograma din figura 6.6.14.

6.6.2.2 Armături de reglare pe conducta de întoarcere

Se folosesc armături colțare (fig. 6.6.15a) și armături drepte (fig. 6.6.15b). Ca firme constructoare se pot cita: firma PORQUET execută armături de reglare drepte și colțare cu diametre de 3/8, 1/2, 3/4 și 1"; firma EUROSTAR COMAP execută armături drepte și colțare cu diametre de 3/8 și 1/2".

Pentru echilibrarea racordurilor la corpurile de încălzire firma franceză DESBORDES recomandă armăturile Quitus pentru care diagramele cu caracteristicile hidraulice sunt date în figurile 6.6.16 a,b și c.

Alegerea unei armături tip Quitus se face în funcție de presiunea disponibilă Δp_1 care trebuie disipată și debitul de apă *G* [l/h] sau [m³/h]. Rezultă din diagrame treapta de reglare. Pentru utilizarea economică a acestor armături se recomandă ca viteze maxime ale apei cele menționate în tabelul 6.6.13.

Exemplul de calcul 1

Se consideră racordul unui corp de

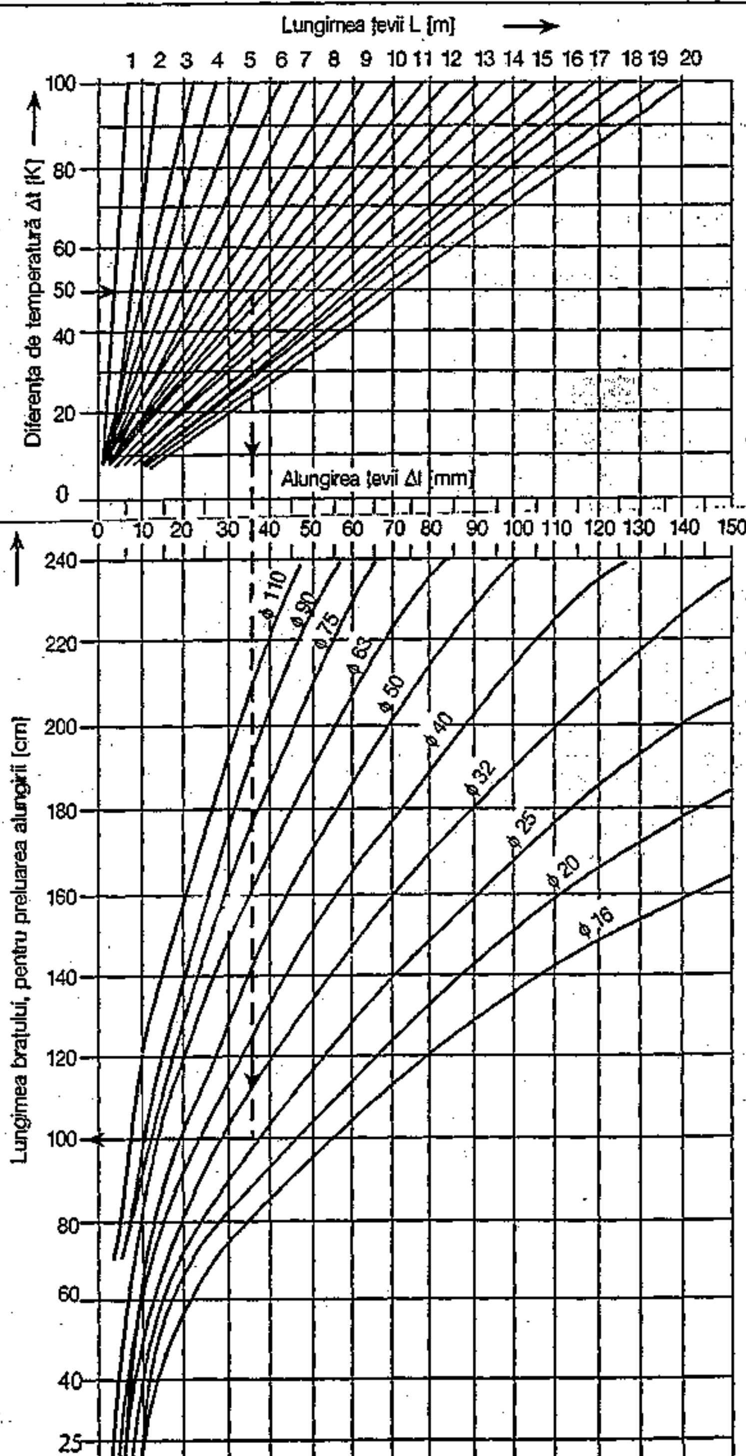


Fig. 6.6.10. Determinarea caracteristicilor constructive ale compensatoarelor de dilatare.

încălzire cu diametrul $d = 1/2"$ cu o putere termică $Q = 2320$ W și un excedent de presiune $\Delta p = 60$ mbar. Căderea de temperatură în corpul de încălzire $\Delta t = 20$ K.

Se cere alegerea armăturii și treapta de reglare.

Rezolvare

Debitul de apă ce traversează robinetul este: $G = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{2320}{1,16 \cdot 20} = 100$ l/h,

în care căldura masică specifică este c = 1,163 W·h/kg·K.

Din diagrama 6.6.16,b rezultă o armătură de reglare (dreaptă sau colțar) cu un număr de ture $n_t = f(G, \Delta p)$

$n_t = f(100\ l/h;\ 60\ mbar) = 2$ ture

6.6.2.3 Robinete termostatice

Sunt robinete de reglare automată acționând asupra debitului de fluid al corpului de încălzire; pentru menținerea temperaturii constante, într-o încăpere, independent de temperatura apei calde. Ele se compun din două părți:

- corpul termostatului care are diverse forme: colț, drept, de colț inversat, cu prereglare încorporată, construcție specială etc;
- capul termostatului care cuprinde elementul de detecție și de comandă și care conține într-un rezervor o substanță în stare de vapori, lichidă sau solidă.

Cele mai utilizate robinete termostatice sunt cele care utilizează ca material de dilatare ceară (fig. 6.6.17,a) sau lichid (fig. 6.6.17,b).

De asemenea, capul termostatului se execută cu: sonda încorporată, cu sonda la distanță, cu sonda și comanda la distanță, cu adaptare pentru alte tipuri (fig. 6.6.18).

Robinetele termostatice, indiferent de varianta de fabricație, prezintă caracteristicile tehnice următoare:

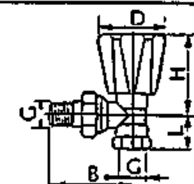
- deschiderea nominală a ventilului (de la 0,3 la 2 mm) ce corespunde unui ecart de temperatură de la 0,5 la 2,5 K;
- plaja cuprinsă între deschiderea și închiderea nominală constituie plaja de acțiune efectivă a robinetului și ea corespunde unei reglări proporționale;
- timpul de răspuns al traductorului de temperatură este scurt fiind, în mod obișnuit, cuprins între 12 și 30 minute.
- intervalul de reglare a temperaturii ambiante este de la +5 °C (total închis) până la 36 °C (total deschis) iar temperatura maximă a agentului termic, până la 110 °C;
- caracteristica de deplasare a ventilului pentru o temperatură crescătoare sau

Tabelul 6.6.9. Caracteristicile constructive ale țevilor din cupru

Diam. ext.	Grosimea peretelui g [mm]						Diam. nom
d_e [mm]	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	d_i [mm]
6	x	x					4
8	x	x					6
10	x	x					8
12	x	0					10
15	x	0	x				13
18		0	x				15
22		0	x				20
28		x	0				25
35			0				32
42			0	x			40
54			x	0			50
64				0			-
76,1				0	x		65
88,9				0	x		80
108					0	x	100
x - diametrele uzuale; 0 - diametrele neuzuale							

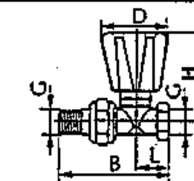
Tabelul 6.6.10. Caracteristicile constructive ale țevilor preizolate ECOFLEX

Conducta centrală	DN	Înveliș de protecție	Masă unitară	Volum unitar	Lungime de livrare	Raza de curbură	Grosimea izolatoare
O țeavă							
$d_e/d_i/g$ [mm]	[mm]	da [mm]	[kg/m]	[l/m]	[m*]	[m]	[mm]
25/20,4/2,3	20	128	1,10	0,31	200	0,25	44,5
32/26,0/3,0	25	128	1,20	0,50	150	0,30	41,0
32/26,0/3,0	25	160	1,90	0,50	100	0,35	57,0
40/32,6/3,7	32	160	2,05	0,85	100	0,35	52,5
50/40,8/4,6	40	160	2,25	1,32	100	0,45	47,5
63/51,4/5,8	50	160	2,59	2,08	100	0,55	41,0
63/51,4/5,8	50	200	3,37	2,08	100	0,75	54,0
75/61,2/6,9	65	200	3,76	2,95	100	0,80	52,5
90/73,6/8,2	80	200	4,35	4,25	100	1,10	45,0
110/90,0/10,0	90	200	5,24	6,30	50/100	1,20	35,0
Două țevi							
25/20,4/2,3(2x)	20	160	1,90	0,62	200	0,5	42,5
32/26,0/3,0(2x)	25	160	2,06	1,00	150	0,6	35,5
32/26,0/3,0(2x)	25	200	2,84	1,00	100	0,7	49,0
40/32,6/3,7(2x)	32	160	2,29	1,70	100	0,8	27,5
40/32,6/3,7(2x)	32	200	3,10	1,70	100	0,9	42,0
50/40,8/4,6(2x)	40	200	3,47	2,64	100	1,0	35,0
*) toleranțe în funcție de producție ± 2%							



Tabelul 6.6.11. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu dublă reglare colțare tip COMAP

G	B	D	H	L
3/8"	49	43	59	20
1/2"	53	43	58	23
3/4"	63	43	57,5	26
1"	73	43	56	30,5



Tabelul 6.6.12. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu dublă reglare drepte tip COMAP

G	B	D	H	L
3/8"	75	43	61,5	26,5
1/2"	82	43	61,5	29,5
3/4"	98	43	59,5	33,5
1"	102	43	67	32

descrescătoare nu este aceeași (cauzată de pierderile de sarcină) realizându-se o diferență de temperatură (hysterezis) destul de mică între curbele caracteristice deschiderii și închiderii ventilului;

- coeficientul de debit K_v este o mărime ce caracterizează punctul de funcționare a robinetului termostatic (specificat de fiecare fabricant de robinete termostatice) reprezentând un debit în m^3/h.

La alegerea unui robinet termostatic este necesar să se țină seama de 3 caracteristici principale:

1° - coeficientul K_v calculat cu relația

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} \qquad (6.7.1)$$

în care G este debitul de fluid [m^3/h] iar Δp este diferența de presiune $\Delta p = 1$ bar.

2° - banda de proporționalitate Bp care reprezintă evoluția temperaturii interioare necesare pentru care robinetul trece de la poziția de deschidere nominală la poziția de închidere completă. În general Bp ≅ 2 K.

3° - autoritatea hidraulică a care caracterizează eficacitatea cu care robinetul va modifica debitul din circuitul pe care-l controlează, exprimată prin relația:

$$a = \frac{\Delta p_{robinet}}{\Delta p_{robinet} + \Delta p_{racord}} \qquad (6.7.2)$$

în care:

- $\Delta p_{robinet}$ este pierderea de sarcină în robinet la poziția de deschidere nominală [Pa];

- Δp_{racord} - pierderea de sarcină în racordul corpului de încălzire fără a lua în calcul și robinetul (fig. 6.6.19).

Un robinet funcționează cu atât mai bine cu cât autoritatea hidraulică este mare. Se au în vedere limitele practice:

- pierderile de sarcină în robinet $\Delta p_{robinet} \leq 0,4$ bar pentru a evita zgomotul în instalație;
- autoritatea hidraulică $a = 0,3...0,6$

Gama de robinete termostatice este destul de variată, ele fiind fabricate de firme ca: GIACOMINI, DANFOSS,

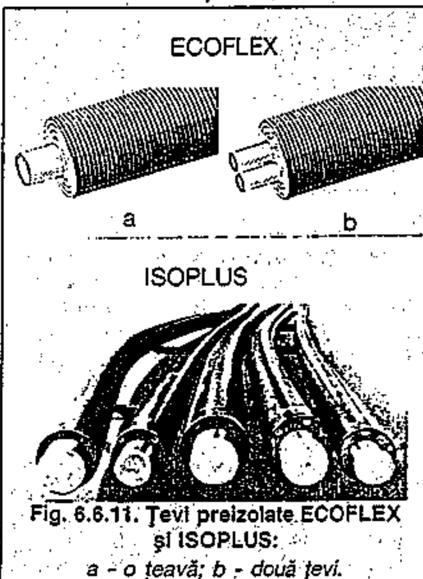


Fig. 6.6.11. Țevi preizolate ECOFLEX și ISOPLUS:
a - o țeavă; b - două țevi.

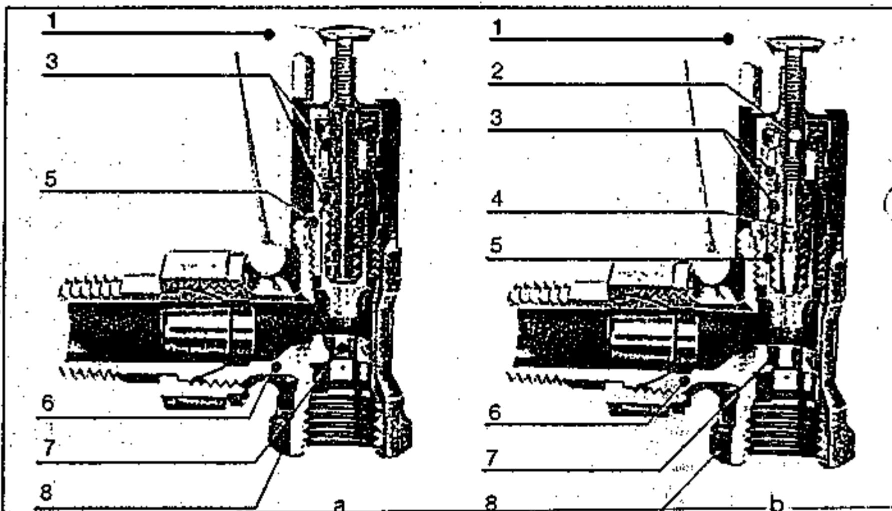


Fig. 6.6.12. Robinet manual COMAP:
a - simplă reglare; b - dublă reglare
1 - corp de manevră; 2 - piesă mobilă cu tijă cadru; 3 - presetupă pentru dublă etanșare; 4 - dispozitiv de reglare; 5 - piesă manuală de schimbare (cu o piesă termostatică și o piesă de golire); 6 - corpul robinetului; 7 - ventil; 8 - piesă de prindere filetată.

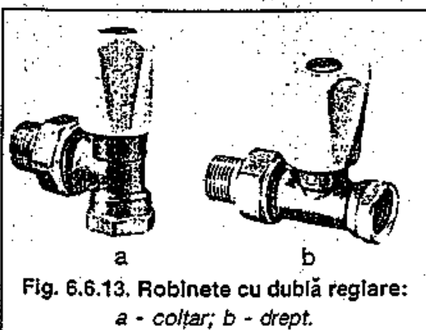


Fig. 6.6.13. Robinete cu dublă reglare:
a - colțar; b - drept.

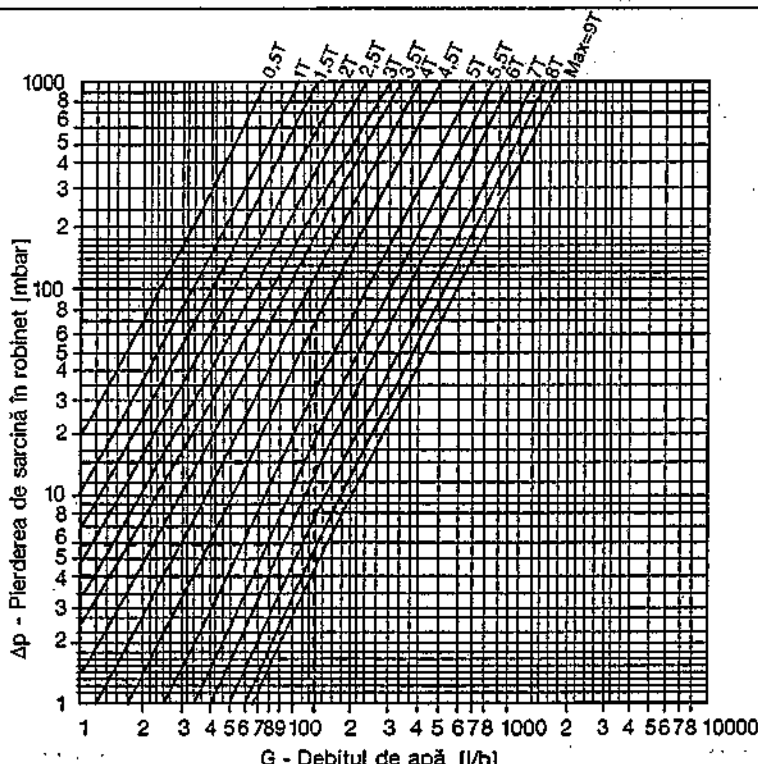


Fig. 6.6.14. Pierderile de sarcină în robinetul cu dublă reglare în funcție de debit și treapta de reglare T:
Notă: coeficienții Kv pentru robinet colțar sunt: d = 3/8"/Kv = 1,7; 1/2"/1,9; 3/4"/3,3; 1"/8,5 iar pentru robinet drept: d = 3/8"/Kv = 1; 1/2"/1,25; 3/4"/2,5; 1"/6,5.

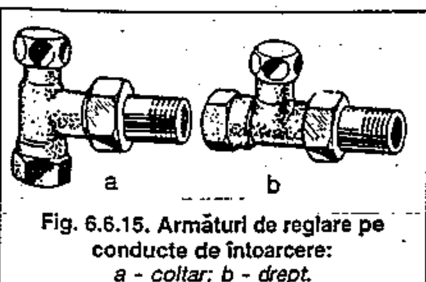


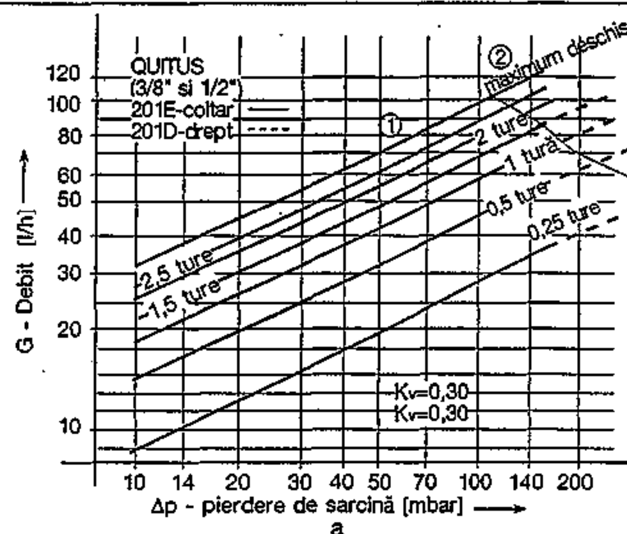
Fig. 6.6.15. Armături de reglare pe conducte de întoarcere:
a - colțar; b - drept.

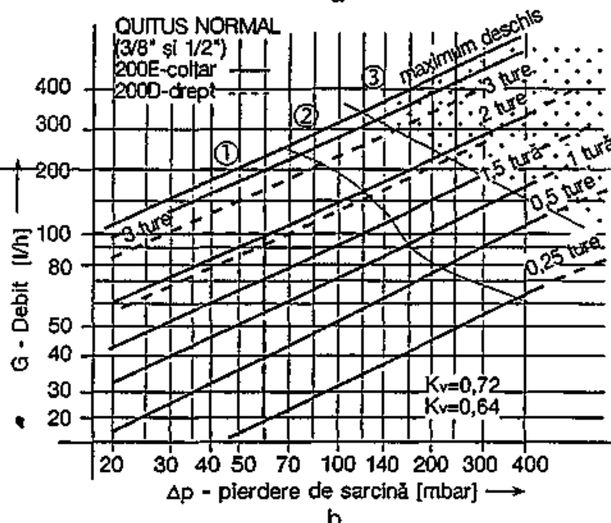
DESBORDES, EUROSAR-COMAP, HERZ, HEIMEIER etc. Din gama robinetelor termostatice fabricate de firma DESBORDES pentru corpurile de încălzire sunt recomandate modelele TERMOQUITUS și ROBIQUITUS (colțare sau drepte) ale căror caracteristici hidraulice sunt date în diagramele din figura 6.6.20.

De asemenea, în figura 6.6.21 sunt date caracteristicile hidraulice ale robinetelor termostatice COMAP, în variante cu coeficientul de debit K_v constant în raport cu banda de proporționalitate B_P.

Exemplul de calcul 2

Se consideră un corp de încălzire de putere termică $Q = 1850$ W și o cădere de temperatură $\Delta t = 20$ K. Se cere alegerea unui robinet termostatic care să asigure o bandă de proporționalitate $B_p = 2$ °C, cunoscând că pierderea de sarcină pe racordul corpului de încălzire fără a lua în calcul robinetul termostatic, $\Delta p_{racord} = 0,045$ bar.





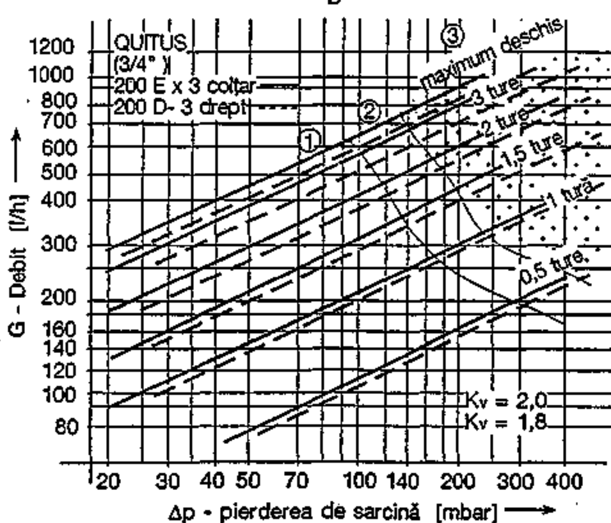


Fig. 6.6.16. Caracteristicile hidraulice ale armăturilor de reglare tip Quitus:
a - debite mici; b - debite normale; c - debite mari;
1 - zonă fără zgomot; 2 - zonă cu zgomot; 3 - zonă cu zgomot puternic.

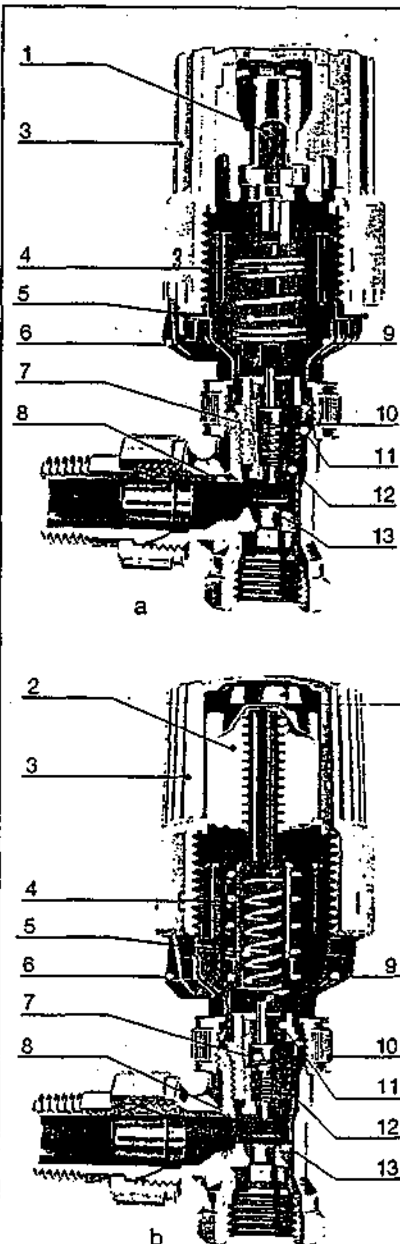


Fig. 6.6.17. Robinete termostatice:
a - corpul cu sondă integrată și dilatare cu ceară;
b - corpul cu sondă integrată și dilatare cu lichid
1 - fluidul de lucru - ceară;
2 - fluidul de lucru - lichid;
3 - corp manevră;
4 - resort de compensare a sarcinei;
5 - resort de supracursă;
6 - reper de consemn;
7 - mecanism termostatic;
8 - corpul robinetului;
9 - cursa limită;
10 - piuliță metalică de fixare a capului;
11 - etanșare;
12 - resort de revenire;
13 - ventil.

Rezolvare

- debitul de fluid G care traversează robinetul

$$G=\frac{Q}{c\cdot\Delta t}=\frac{1850}{1{,}163\cdot 20}=79\ l/h=0{,}079\ m^3/h$$

- coeficientul de debit K_v cu relația 6.7.1 $K_v = G/\sqrt{\Delta p} = 0{,}079 / 1 = 0{,}079$
- din diagrama din fig. 6.6.21b, $Bp = 2$ °C și $G = 79$ l/h, se obține pierderea de sarcină locală $\Delta p_{robinet} = 0{,}060$ bar pentru un robinet de 3/8";
- se verifică autoritatea hidraulică cu relația 6.7.2

$$a = \Delta p_{robinet} / (\Delta p_{robinet} + \Delta p_{racord}) = 0{,}06 / (0{,}06 + 0{,}045) = 0{,}57$$

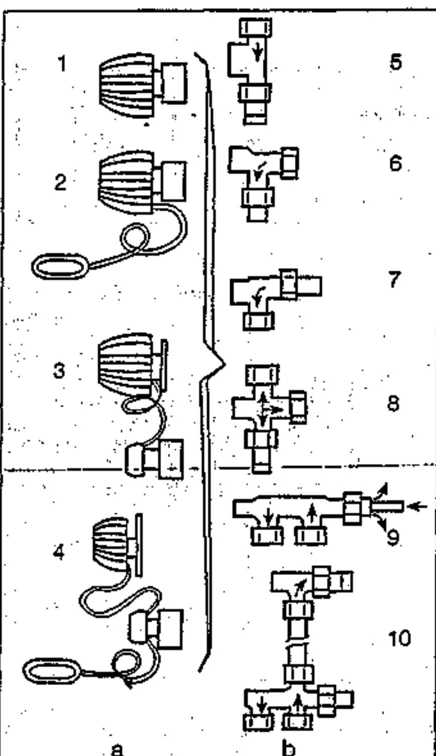


Fig. 6.6.18. Modele de robinete termostatice:
a - capete termostatice;
b - corpuri de robinete;
1 - bulb încorporat, detector și element de afișare încorporate; 2 - bulb la distanță, detector la distanță, element de afișare încorporat; 3 - bulb și afișare la distanță; 4 - bulb de afișare la distanță, separate; 5 - robinet cu 2 căi drepte; 6 - de colț; 7 - de colț inversat; 8 - robinet cu 3 căi; 9 - robinet cu 4 căi; 10 - montare distribuitor.

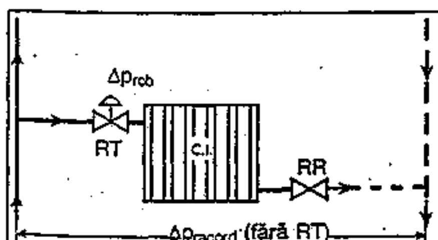


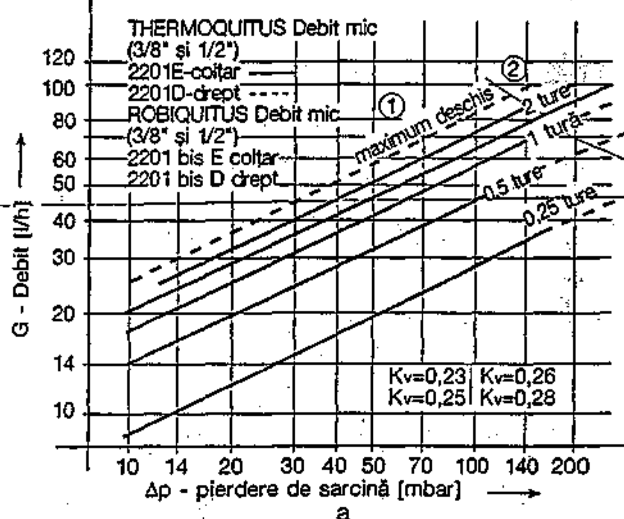
Fig. 6.6.19. Modul de alegere a unui robinet termostatic.

valoare care se înscrie în limitele normale.

Referitor la utilizarea robinetelor termostatice este necesar de precizat că: asigură o reglare locală închizând

Tabelul 6.6.13. Vitezele maxime admise în țevile pe care se montează armăturile de reglare

Tipul rețelei pe care se face montajul	Conducte din oțel		Conducte din cupru	
	Diametru [mm]	Viteză [m/s]	Diametru [mm]	Viteza, [m/s]
Rețele de distribuție pentru alimentări de etaj	12/17	0,45	10/12	0,45
	15/21	0,55	12/14	0,50
	20/27	0,70	14/16	0,55
	26/34	0,80	16/18	0,60
Rețele de distribuție de tip subsol	33/42	0,90	18/20	0,65
	40/49	0,95	20/22	0,70
	50/60	1,00-1,10	-	-
Serpentine de încălzire prin radiație de pardoseală, înglobate în dale din beton	15/21	0,70	14/16	0,70
	20/27	0,80	16/18	0,75
	-	-	18/20	0,80
Instalații de încălzire monotub, cu corpuri de încălzire montate în serie, fără deviere	12/17	0,65	12/14	0,70
	15/21	0,75	14/16	0,75
	20/27	0,85	16/18	0,80
	26/34	1,00	18/20	0,90
	33/42	1,20	20/22	1,00



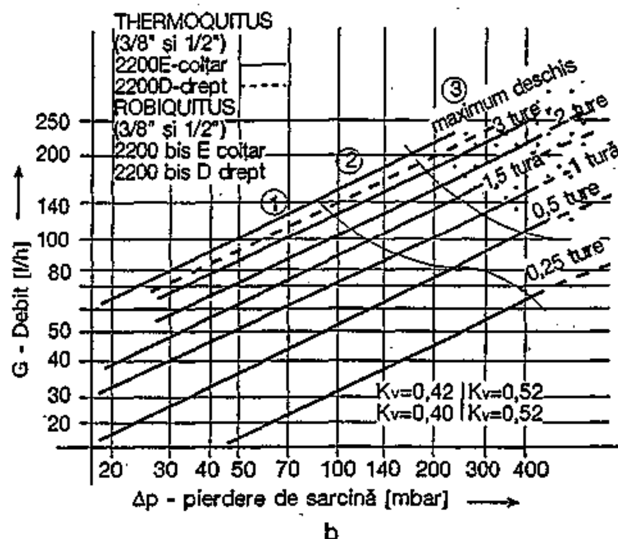


Fig. 6.6.20. Caracteristicile hidraulice ale robinetelor termostatice tip Thermoquitus și Robiquitus:
a - debite mici; b - debite normale;
1 - zonă fără zgomot; 2 - zonă cu zgomot; 3 - zonă cu zgomot puternic.

sau deschizând admisia agentului termic în corpurile de încălzire atunci când în încăpere apar creșteri accidentale de căldură (oameni, aparate, energie solară etc.);

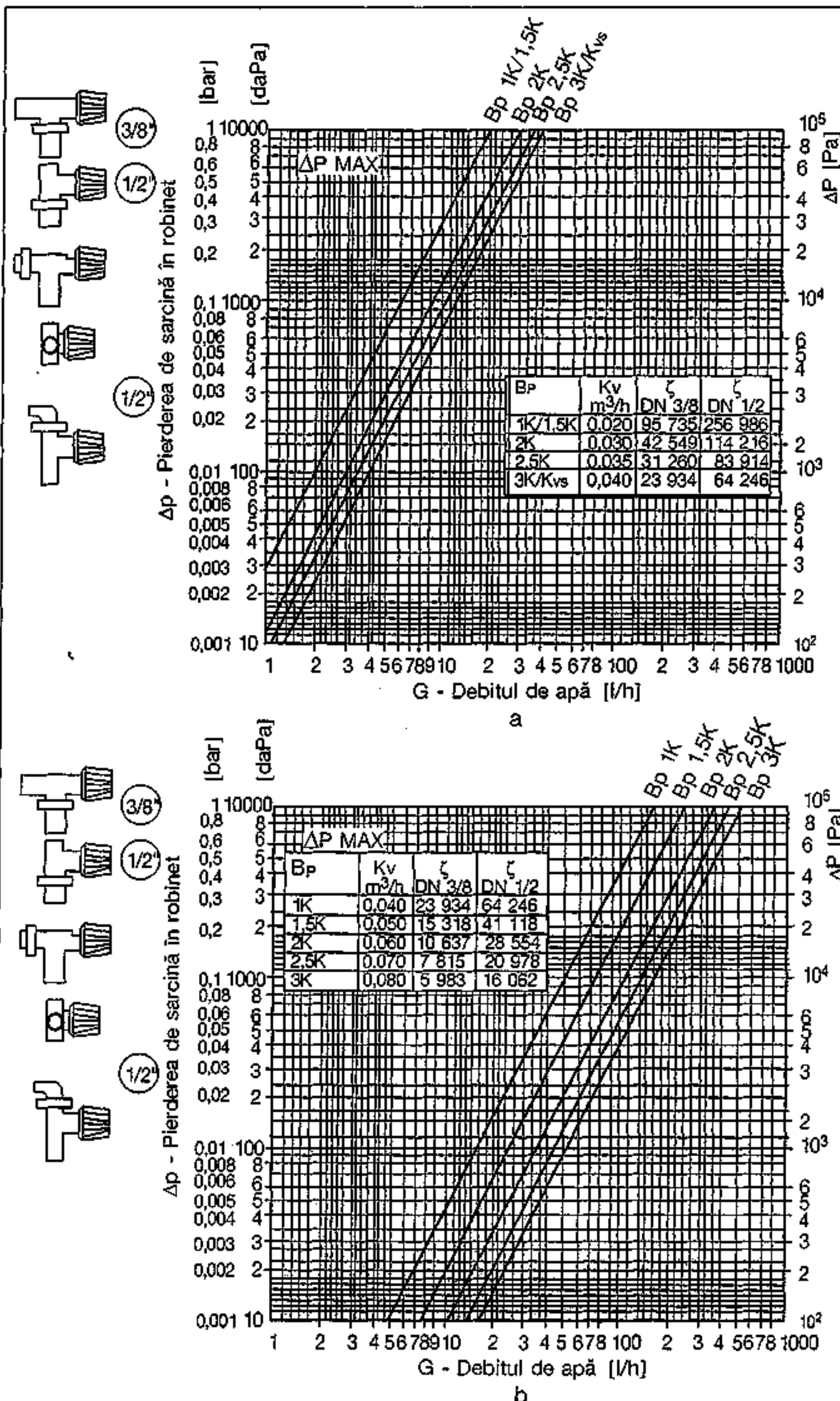
- nu asigură o reglare a instalației prevăzută să funcționeze cu temperatura constantă toată perioada de încălzire;
- nu se prevăd robinete termostatice în încăperi unde se găsesc termostate de cameră legate la instalația centrală de reglare;
- în instalațiile de încălzire echipate cu robinete termostatice se impune prevederea de robinete diferențiale pentru a evita zgomotele (fluierături) și a proteja pompa de circulație atunci când sunt închise robinetele termostatice.

6.6.2.4 Robinete cu patru căi

Robinetele cu 4 căi, numite și armături, pentru racordare unică ARU, se utilizează pentru racordarea corpurilor de încălzire la instalațiile de încălzire.

Robinetele cu 4 căi (fig. 6.6.22) se clasifică astfel:

- după numărul de elemente componente: distribuitor și conductă de legătură;
- după construcția distribuitorului:
  • pentru alimentare, în varianta bitub sau monotub;
  • pentru alimentare, numai pe la partea inferioară a corpului pe încălzire, (jos-jos);



Bp	Kv m³/h	ζ DN 3/8	ζ DN 1/2
1K/1,5K	0,020	95 735	256 986
2K	0,030	42 549	114 216
2,5K	0,035	31 260	83 914
3K/Kvs	0,040	23 934	64 246

Bp	Kv m³/h	ζ DN 3/8	ζ DN 1/2
1K	0,040	23 934	64 246
1,5K	0,050	15 318	41 118
2K	0,060	10 637	28 554
2,5K	0,070	7 815	20 978
3K	0,080	5 983	16 062

Fig. 6.6.21. Caracteristicile hidraulice ale robinetelor termostatice tip COMAP:
a - pentru Kv = 0,02...0,04; b - pentru Kv = 0,17...0,50.

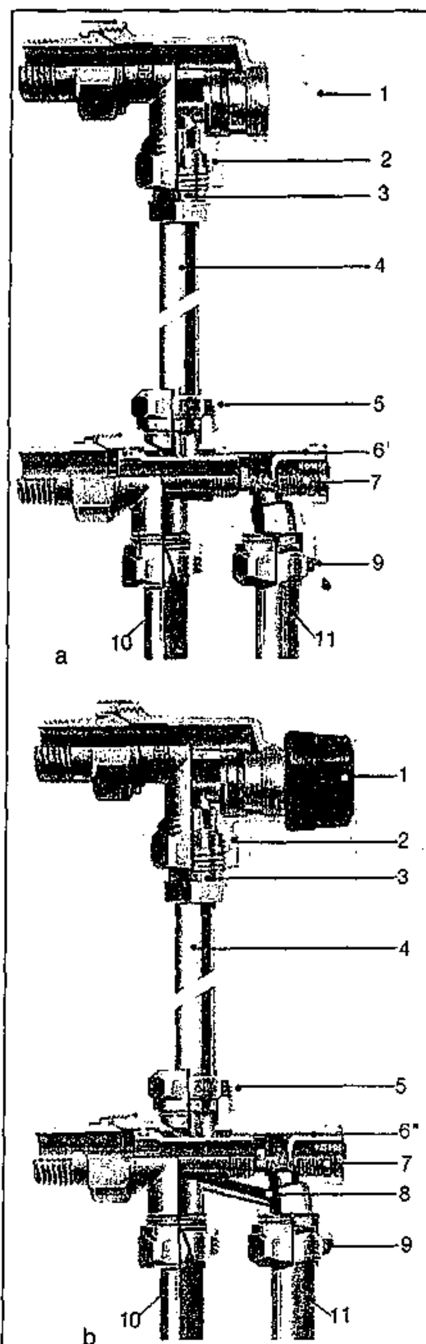


Fig. 6.6.22. Elemente componente ale unui robinet cu 4 căi:
a - varianta bitub; b - varianta monotub;
1 - capac de protecție; 2 - corpul robinetului de reglare (manual sau termostatic); 3 - racordul conductei de legătură; 4 - conducta de legătură 1/2"; 5 - racordul conductei de legătură livrată cu distribuitorul; 6' - distribuitor bitub; 6" - distribuitor monotub; 7 - dispozitiv de golire a apei din corpul de încălzire; 8 - legătură calibrată în varianta monotub; 9 - racordurile la conductele de ducere și întoarcere; 10 - conducte de ducere; 11 - conducte de întoarcere.

• pentru alimentare pe la partea superioară și evacuare de la partea inferioară a corpului de încălzire (sus-jos).

- după modul de realizare a reglării: manual sau automat (cap termostatic).

Ele sunt fabricate într-o gamă destul de variată de firme, ca: GIACOMINI, EUROSAR-COMAP etc.

Alegerea robinetului cu 4 căi este condiționată de felul rețelei de distribuție (bitubulară sau monotubulară) și de modul în care se face alimentarea cu agent termic a corpurilor de încălzire (jos-jos sau sus-jos).

De asemenea, la un robinet cu 4 căi se aleg: distribuitorul și organul de reglare (capul termostatic, capul manual).

Caracteristicile constructive pentru distribuitoarele tip COMAP pentru rețele bitubulare sunt prezentate în tabelul 6.6.14 iar pentru rețele monotub, în tabelul 6.6.15.

Caracteristicile constructive pentru capetele robinetelor cu 4 căi, tip COMAP sunt prezentate în tabelele 6.6.16 a, b.

Pierderile de sarcină locale, în robinetele cu 4 căi tip COMAP, sunt date în diagrama din figura 6.6.23 în funcție de debitul de apă G, modul de racordare și banda de proporționalitate Bp.

Firma GIACOMINI produce ventile cu 4 căi care prezintă, în linii generale, aceleași caracteristici constructive cu cele COMAP, însoțite de diagrame de pierderi de sarcină locale (fig. 6.6.24) și

Tabelul 6.6.14. Caracteristicile constructive ale distribuitoarelor COMAP - rețele bitub

a — alimentare sus-jos fără golire

Cod	Ref.	G	g	d	B	Z	E
438772	715	1/2"	M22x1,5	15	51	10	35

b — alimentare sus-jos fără golire și reglare hidraulică

Cod	Ref.	G	g	d	B	Z	E
438922	915	1/2"	M22x1,5	15	51	10	35
438954	915 A	1/2"	1/2"				

c — alimentare sus-jos cu cap termostatic fără golire și reglare hidraulică

Cap	6803*	7803	505	6803C
H	103	104	59,5	71,5
D	49	49	38	35,5

Cod	Ref.	G	g	B	d	l	E	L
920022	920	1/2"	M22x1,5	46	12	112	35	48
920105	920 A	1/2"	1/2"					

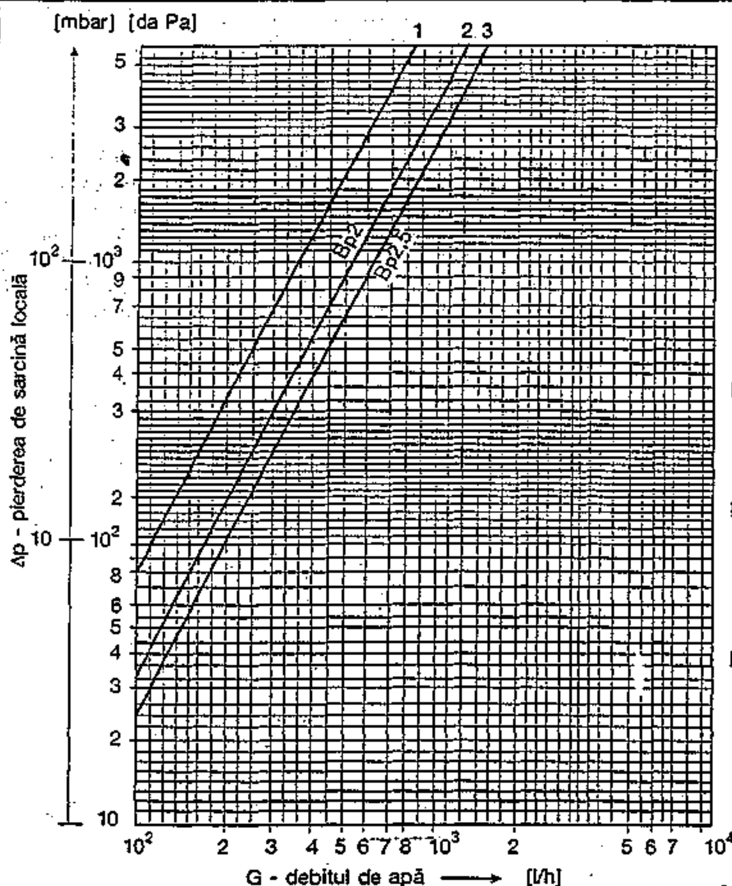


Fig. 6.6.23. Diagrama pierderilor de sarcină locale prin robinetele cu 4 căi tip COMAP:
1 - varianta monotub sau bitub cu alimentare sus-jos;
2 - varianta monotub sau bitub cu alimentare jos-jos și Bp = 2 °C;
3 - varianta monotub sau bitub cu alimentare jos-jos și Bp = 2,5 °C.

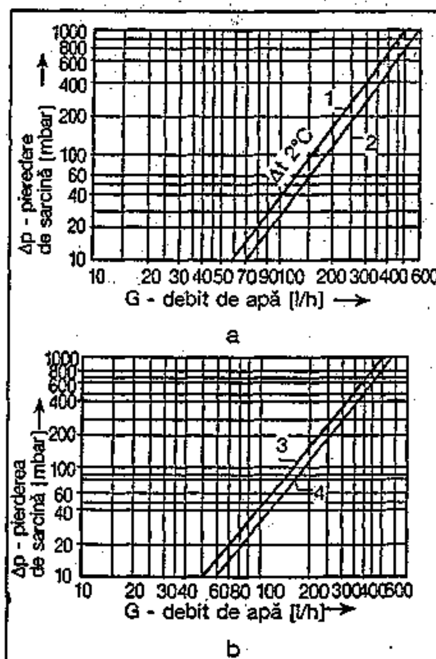


Fig. 6.6.24. Diagrama pierderilor de sarcină locale pentru robinete cu 4 căi tip GIACOMINI:
a - alimentare jos-jos;
b - alimentare sus-jos;
1 - varianta cu Bp = 2 °C;
2 - varianta cu robinetul complet deschis;
3 - cu cap termostatic; 4 - cu cap manual.

diagrame de reglare hidraulică (fig. 6.6.25). Ultimele sunt construite pentru diferite moduri de racordare la rețelele de distribuție (bitub și monotub), pentru diferite valori ale coeficientului de debit K_v.

Exemplul de calcul 3

Se consideră un corp de încălzire de putere termică $Q = 2100$ W care se alimentează de la o rețea de distribuție monotub sau bitub pentru care se consideră o presiune disponibilă locală $Z = 400$ dPa și o bandă de proporționalitate $Bp = 2$ °C.

Rezolvare

a - varianta alegerii unui robinet cu 4 căi cu alimentarea jos-jos și cap termostatic:

• se calculează debitul de apă

$G = Q / (c \cdot \Delta t) = 2100 / (1{,}163 \cdot 20) = 90$ l/h

• se calculează pierderea de sarcină în robinet utilizând diagrama 6.6.24 a

$\Delta p = f(G, \text{curba } I) = f(90, \text{curba } I) = 28$ dPa

- se determină diferența de presiune disponibilă necesară a fi consumată prin reglarea robinetului

$\Delta p_{nec} = Z - \Delta p = 400 - 28 = 372$ dPa

- se determină numărul de ture ale robinetului utilizând diagrama 6.6.25, c

$n = f(G, \Delta p_{nec}) = f(90, 372) = 2$ ture

b. varianta alegerii unui robinet cu 4 căi cu alimentare sus-jos și cap termostatic

- debitul de apă este același $G = 90$ l/h

- pierderea de sarcină în robinet se determină utilizând diagrama 6.6.24,b

$\Delta p = f(G, \text{curba } 3) = f(90, \text{curba } 3) = 30$ dPa

- diferența de presiune disponibilă necesară a fi consumată prin reglarea robinetului

$\Delta p_{nec} = Z - \Delta p = 400 - 30 = 370$ dPa

- numărul de ture ale robinetului, pentru asigurarea reglării robinetului, pentru asigurarea reglării se obțin din aceeași diagramă 6.6.25,c

$n = f(G, \Delta p_{nec}) = f(90, 370) = 2$ ture

6.6.3. Robinete de închidere pe conducte

Din această categorie fac parte robinetele: cu ventil sferic, cu ventil cu tijă înclinată, cu sertar de reținere, de golire etc.

6.6.3.1 Robinete cu ventil sferic

Se execută din alamă nichelată; scaunul și garnitura sunt din teflon. Prinderea de conducte se face prin filetare, având filete interioare sau exterioare. Sunt acționate cu pârghie de manevră confecționate din oțel și vopsite, în general, în roșu. Rezistă la temperaturi de până la 185 °C și presiune de maximum 45 bar. Caracteristicile constructive pentru robinetele cu ventil sferic produse de firma GIACOMINI pentru apă caldă ($t \leq 115$ °C și presiuni $P_n = 15$ bar) sunt date în tabelul 6.6.17 a, iar cele produse de ARMĂTURA – CLUJ-NAPOCA ($t \leq 100$ °C și $P_n = 23$ bar) sunt date în tabelul 6.6.17, b.

Robinetele cu construcție modernă executată din oțel și cu ventilul sferic din oțel inoxidabil (executate de firma VEXVE - Finlanda) pot fi utilizate pentru fluide cu temperaturi de până la + 200 °C și presiune de până la 25 bar.

Montarea pe conducte se poate face prin filetare (tab. 6.6.18a), prin sudură (tab. 6.6.18b și c) sau cu flanșe (tab. 6.6.18d,e).

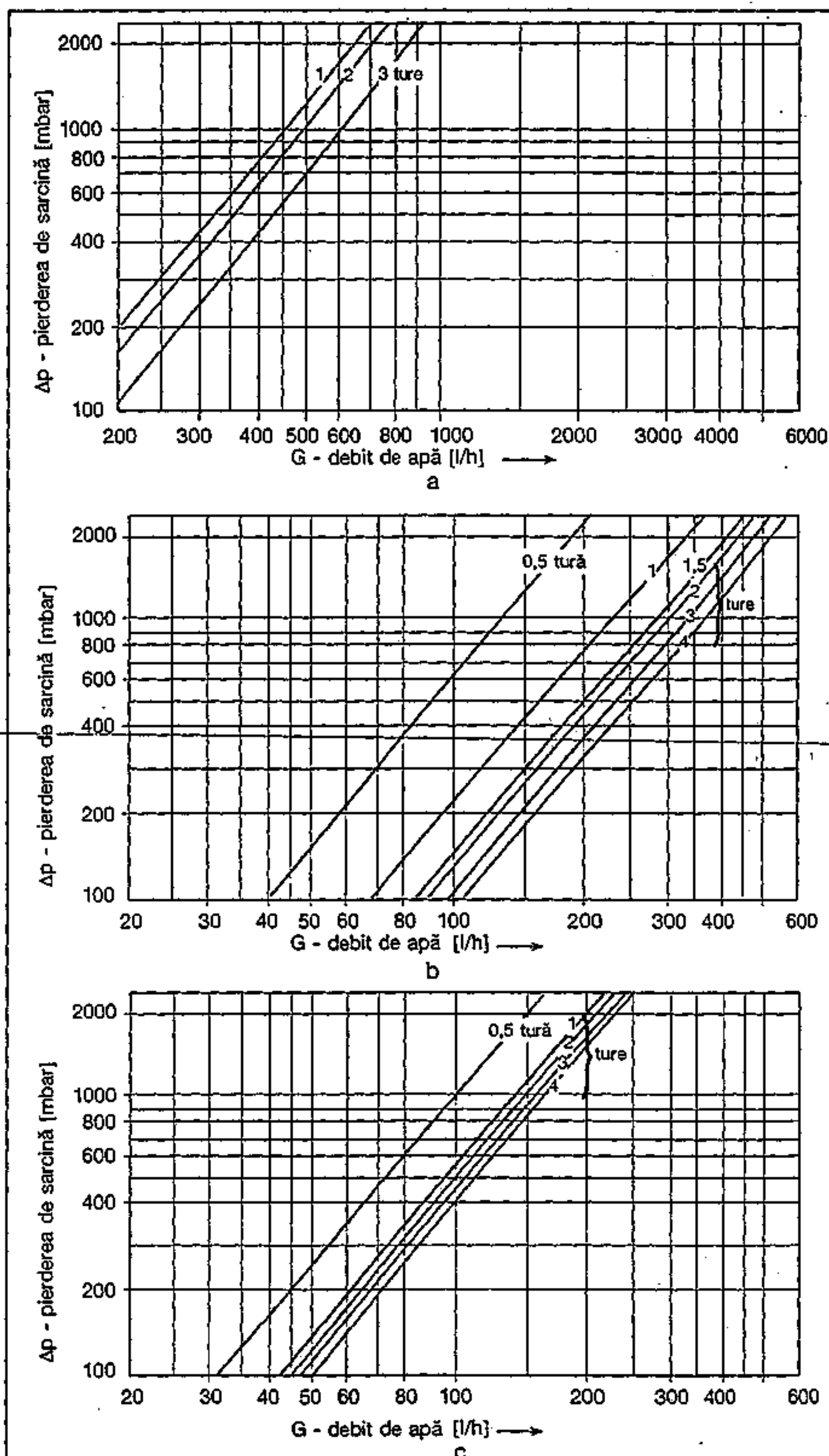


Fig. 6.6.25. Capacitatea de reglare hidraulică a robinetelor cu 4 căi tip GIACOMINI

a - racordare la rețele monotub;

1 - complet închis; 2 - pentru Kv = 1,56 și α = 33%; 3 - pentru Kv = 1,89 și α = 47%;

b - racordare la rețele bitub;

0,5; 1; 1,5; 2; 3; (ture) - gradațiile de pe robinet;

c - racordare la rețele bitubulare cu cap termostatic;

0,5; 1; 1,5; 2; 3; (ture) gradațiile de pe robinet.

6.6.3.2 Robinete cu ventil înclinat

Sunt utilizate pentru fluide cu temperatura maximă de 200 °C. Armătura Cluj-Napoca execută robinete cu ventil înclinat (tab. 6.6.19) pentru abur de presiune joasă şi fluide curate cu temperaturi $t \le 200$ °C şi $P_n = 16$ bar.

6.6.3.3 Robinete cu ventil drept

Armătura Cluj-Napoca execută, din fontă maleabilă, robinete cu ϕ 1/2 ... 2", şi, din fontă cenuşie, pentru ϕ 2½ ... 4".

Pentru diametre ϕ 3/8...2" robinetele cu ventil drept sunt executate şi din

Tabelul 6.6.15. Caracteristicile constructive ale distribuitoarelor COMAP - reţele monotub

a — alimentare sus-jos fără golire

Cod	Ref.	G	g	d	B	Z	E
438322	338	1/2"	M22x1,5	15	51	10	35
438324	338	1/2"	M24x1,5				

b — alimentare sus-jos cu golire şi reglare hidraulică

Cod	Ref.	G	g	d	B	Z	E
438522	538	1/2"	M22x1,5	15	51	10	35
438524	538	1/2"	M24x1,5				
438554	538A	1/2"	1/2"				

c — alimentare jos- sus cu golire şi cap manual

Cod	Ref.	G	g	B	d	l	E	H	D	L
443622	443	1/2"	M22x1,5	46	12	112	35	58	43	48
443524	443	1/2"	M24x1,5	49						

d — alimentare jos-jos cu golire şi cap termostatic

Cap	6803*	7803	505	6803C
H	103	104	59,5	71,5
D	49	49	38	35,5

Cod	Ref.	G	g	B	d	l	E	L
444522	444	1/2"	M22x1,5	46	12	112	35	48
444524	444	1/2"	M24x1,5					
444604	444A	1/2"	1/2"					

Tabelul 6.6.16a. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu 4 căi, tip COMAP

cap termostatic colţar

Cap	6803	7803	505	6803C
H	107	108	63,5	75,5
D	49	49	38	35,5

Cod	Ref.	G	B	L
908604	908	1/2"	53	37

Tabelul 6.6.16b. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu 4 căi, tip COMAP

cap manual colţar cu simplă sau dublă reglare

Cod	Ref.	G	B	D	H	L
408204	408 U	1/2"	53	43	58	23
418204	418U					

Tabelul 6.6.17. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu ventil sferic
a - tip R650 GIACOMINI;
b - tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA

a

R650	P	A	B	C	Kv
3/8"	8	40	23,4	42	6,6
1/2"	10	47	32,8	78	6,7
3/4"	15	52	36,1	78	12,7
1"	20	62,5	47,4	96	24,6
1 1/4"	25	71,4	51,4	96	48,5
1 1/2"	32	83,2	56,4	96	98
2"	40	96,8	70,6	138	140

b

ϕ	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
H[mm]	40	46	51	56	63	77	80
L[mm]	110	124	128	160	165	220	230
l[mm]	48	56	66	78	88	98	112

Material: alamă
Fluid de lucru: apă, ulei, gaze naturale, abur
Temperatura maximă: 100 °C

alamă (tab. 6.6.20). Racordarea la conducte se face prin mufe filetate. Se utilizează pentru abur și fluide curate ($t < 115$ °C și $P_n = 16$ bar).

6.6.3.4 Robinete cu sertar

Se execută din oțel cu mufe sau flanșă.

Armătura - Cluj-Napoca execută robinete cu sertar pană cu mufe din fontă maleabilă, fontă cenușie și din alamă (tab. 6.6.21), pentru abur ($t \leq 120$ °C) și apă ($t \leq 95$ °C) cu presiune de lucru $P_n = 20$ bar.

În tabelele 6.6.22 și 6.6.23 sunt date caracteristicile tehnice ale robinetelor cu sertar GIACOMINI cu și fără posibilități de golire, executate din alamă. Cu flanșe se execută robinetele din fontă (tab. 6.6.24) utilizate pentru fluide cu presiuni maxime de lucru de 16 bar și temperaturi (pentru ϕ 40...300 mm - $t \leq 225$ °C și pentru ϕ 350...1000 mm $t \leq 120$ °C). Tot cu flanșe se execută ventile din oțel turnat (tab. 6.6.25) pentru fluide cu temperaturi $t \leq 400$ °C.

6.6.4. Robinete de echilibrare hidraulică

Pe rețele de distribuție și la baza coloanelor instalațiilor de încălzire cu apă caldă se utilizează robinete de echilibrare hidraulică, într-o gamă destul de variată depinzând de producător.

Astfel, se pot menționa robinetele produse de:

- COMAP - Franța pentru rețele de distribuție și coloane executate din alamă, cu mufe cu roțile de manevră gra-

Tabelul 6.6.18. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu ventil sferic tip VEXVE

a
cu filet și manetă

DN	PN	Produs nr.	D_1	D_2 [mm]	L [mm]	H [mm]	A [mm]	D [mm]	Kv [mm]	Masă [kg]
15	40	102 015	R 1/2	33,7	75	99	139	10	8	0,4
20	40	102 020	R 3/4	42,4	75	101	139	15	14	0,5
25	40	102 025	R1	48,3	90	107	150	20	25	0,7
32	40	102 032	R1 1/4	60,3	105	111	150	25	41	1,0
40	40	102 040	R 1 1/2	76,1	120	121	190	32	65	1,8
50	40	102 050	R2	88,9	145	128	190	40	103	2,2

b
cu sudură și manetă

DN	PN	Produs nr.	D_1 [mm]	D_2 [mm]	L [mm]	H [mm]	A [mm]	D [mm]	Kv [mm]	Masă [kg]
15	40	100 015	21,3	33,7	230	99	139	10	8	0,5
20	40	100 020	26,9	42,4	230	101	139	15	14	0,7
25	40	100 025	33,7	48,3	230	107	150	20	25	1,0
32	40	100 032	42,4	60,3	260	111	150	25	41	1,4
40	40	100 040	48,3	76,1	260	121	190	32	65	2,0
50	40	100 050	60,3	88,9	300	128	190	40	103	2,8
65	25	100 065	76,1	114,3	300	183	280	50	180	4,2
80	25	100 080	88,9	139,7	300	196	280	65	290	5,9
100	25	100 100	114,3	168,3	325	224	280	80	470	8,8
125	25	100 125	139,7	177,8	325	247	420	100	830	13,5
150	25	100 150	168,3	219,1	350	288	600	125	1150	18,1
200	25	100 200	219,1	273,0	400	272	900	150	1750	37,0
250	25	100 250	273,0	355,6	530	331	1200	200	3200	75,5
300	25	100 300	323.9	457,0	550	-	-	250	4600	107,0

Tabelul 6.6.19. Caracteristicile constructive ale robinetului cu ventil oblic - tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA

ϕ	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
H_1[mm]	90	99	122	139	153	180
H_2[mm]	85	91	111	122	138	160
L[mm]	69	90	100	120	130	160
D[mm]	50	50	60	60	80	100

Material: fontă maleabilă

ϕ	1/2"	3/4"	1"
H_1[mm]	84	94	116
H_2[mm]	75	83	102
L[mm]	56	67	80
D[mm]	50	50	63

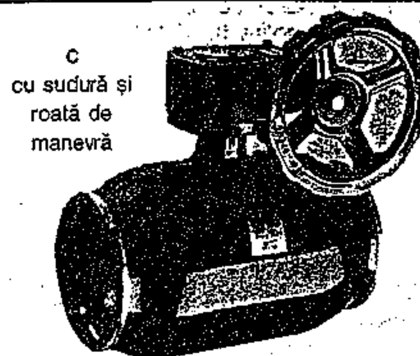
Material: alamă

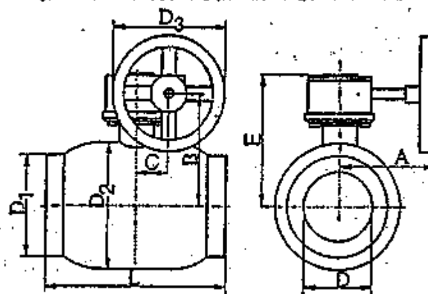
Fluid de lucru:
- *abur de joasă presiune, Pn=1,7 bar*
- *fluide curate neutre, Pn=16 bar*

Temperatura maximă:
- *abur, 200 °C*
- *fluide curate neutre, 115 °C*

Tabelul 6.6.18. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu ventil sferic tip VEXVE

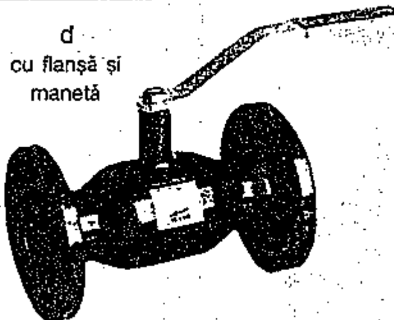
c
cu sudură și roată de manevră

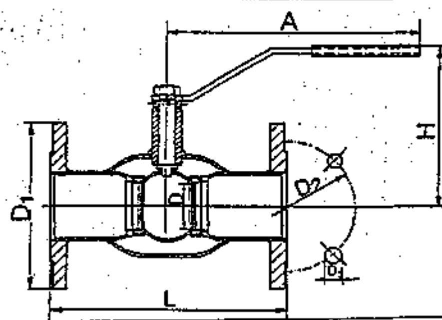




DN	PN	Produs nr.	D_1 [mm]	D_2 [mm]	D_3 [mm]	L [mm]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	Kv [mm]	Masă [kg]
150	25	104 150	168,3	219,1	250	350	205	239	70,5	125	288	1 150	26,6
200	25	104 200	219,1	273,0	250	400	205	242	70,5	150	291	1750	47,0
250	25	104 250	273,0	355,6	300	530	233	287	86,0	200	337	3 200	90,5
300	25	104 300	323,9	457,0	400	550	315	315	130,0	250	424	4 600	145,0

d
cu flanșă și manetă

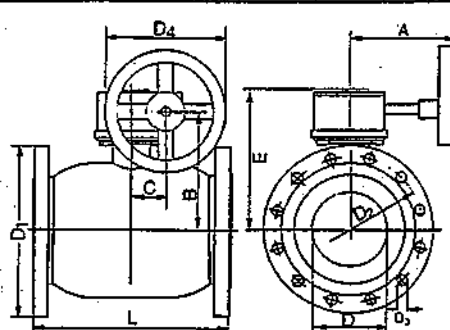




DN	PN	Produs nr.	D	L	H	A	Kv	D_1	D_2	D_3	H0-IES
15	40	103 015	10	130	99	139	8	95	65	14	4
20	40	103 020	15	150	101	139	14	105	75	14	4
25	40	103 025	20	160	107	150	25	115	85	14	4
32	40	103 032	25	180	111	150	41	140	100	18	4
40	40	103 040	32	200	121	190	65	150	110	18	4
50	40	103 050	40	230	128	190	103	165	125	18	4
65	16*	103 065	50	270	183	280	180	185	145	18	4
80	16	103 080	65	280	196	280	290	200	160	18	8
100	16	103 100	80	300	224	280	470	220	180	18	8
125	16	103 125	100	325	247	420	830	250	210	18	8
150	16	103 150	125	350	288	600	1 150	285	240	22	8
200	16	103 200	150	400	266	900	1 750	340	295	22	12
250	16	103 250	200	500	327	1200	3 250	405	355	26	12
300	16	103 300	250	500	-	-	4 600	460	410	26	12

e
cu flanșă și roată de manevră





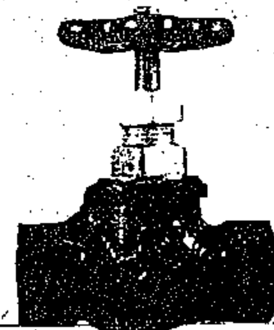
DN	PN	Produs nr.	D [mm]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	D_3 [mm]	D_4 [mm]	L [mm]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	E [mm]	Kv [mm]	Masă [kg]
150	16	104 151	125	285	240	22	250	350	205	239	70,5	288	1 150	41
200	16	104 201	150	340	295	22	250	400	205	242	70,5	291	1750	72
250	16	104 251	200	405	355	26	300	500	233	287	86,0	337	3 200	134
300	16	104 301	250	460	410	26	400	500	315	315	130,0	424	4600	188

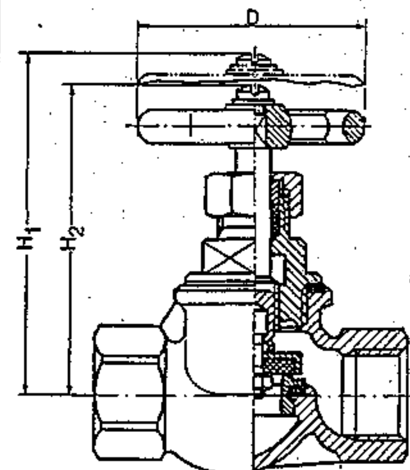
date, cu priză de presiune cu și fără golire (tab. 6.6.26);

- COMAP numai pentru rețele de distribuție, executate din fontă, cu flanșe și prize de presiuni (tab. 6.6.27).

- VANITUS - Franța pentru coloane (fig. 6.6.26). Robinetul din fig. 6.6.26a permite citirea directă a debitului, îl memorizează și îl protejează, asigură oprirea și golirea. Măsurarea instantanee și reglarea rapidă sunt efectuate cu ajutorul aparatului de măsurare. Se execută cu dimensiuni: 3/4, 1, 1 1/4 și 2". Robinetul din fig. 6.6.26,b este prevăzut cu un șurub micromanometric permițând închiderea, cu păstrarea reglării inițiale. Se execută cu dimensi-

Tabelul 6.6.20. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu ventil drept tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA





φ	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"
H_1[mm]	75	84	106	120	138	149	196	248	302
H_2[mm]	70	77	96	108	126	129	171	218	262
L[mm]	71	82	97	115	134	152	200	240	288
D[mm]	50	50	63	60	80	100	120	160	180

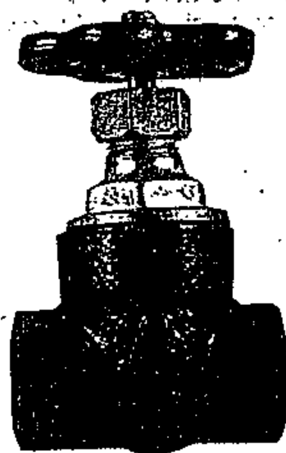
Material: fontă maleabilă 1/2"-2"
Material: fontă cenușie pt. 2 1/2"-4"

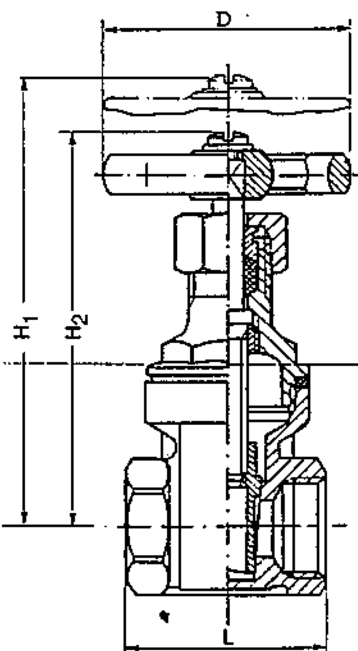
φ	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
H_1[mm]	75	75	83	105	120	138	149
H_2[mm]	70	70	76	95	108	126	129
L[mm]	50	60	70	80	115	134	152
D[mm]	50	50	50	60	60	80	100

Material: alamă

Fluidul de lucru: abur sau fluide curate
Temperatura maximă:
pt. abur +200 °C
pentru celelalte fluide +115 °C

Tabelul 6.6.21. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu sertar pană tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA





ϕ	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
H[mm]	77	88	100	110	125	157
L[mm]	54	58	66	72	82	100
D[mm]	50	50	63	80	80	100

Material: fontă maleabilă

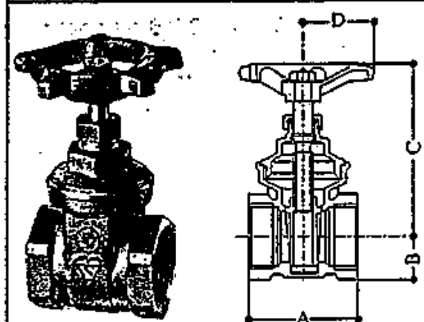
ϕ	2 1/2"	3"	4"
H[mm]	240	275	327
L[mm]	134	150	172
D[mm]	140	160	180

Material: fontă cenușie
Fluid de lucru: apă, Pn 10
abur de joasă presiune, Pn 1,7
gaze naturale combustibile, Pn 1,2÷2
Temperatura maximă:
apă 95 °C
abur 120 °C
gaze naturale 35 °C

ϕ	1/2"	3/4"	1	1 1/4"	1 1/2"	2"
H[mm]	82	82	96	117	133	153
L[mm]	40	40	50	58	64	68
D[mm]	50	50	50	63	80	100

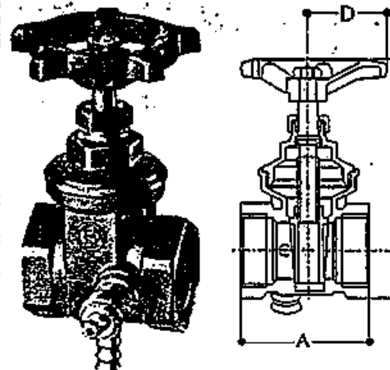
Material: alamă
Fluid de lucru: fluide curate neutre
Temperatura maximă: 120 °C

Tabelul 6.6.22. Caracteristicile tehnice ale robinetelor cu sertar tip GIACOMINI



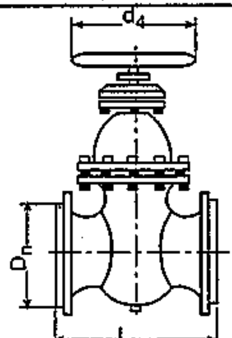
ϕ	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	PN [bar]
3/8"	35,5	12	58,5	29,5	16
1/2"	42,5	14,5	62,5	29,5	16
3/4"	47,5	18	72	36	16
1"	53,5	21,5	82	36	16
1 1/4"	62	27,5	95,5	42	16
1 1/2"	64	30,5	109,5	47,5	16
2"	75	38	134,5	54	16
2 1/2"	80	48	180,5	72,5	10
3"	84	56	195,5	72,5	10
4"	98	72	267	70	10
5"	120	92	388	87,5	7
6"	125	104	396	100	7

Tabelul 6.6.23. Caracteristicile tehnice ale robinetelor cu sertar cu posibilități de golire tip GIACOMINI



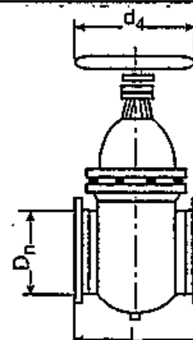
ϕ	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	PN [bar]
3/8"	45	12	58,5	29,5	16
1/2"	48	14,5	62,5	29,5	16
3/4"	53	18	72	36	16
1"	57	21,5	82,5	36	16
1 1/4"	67	27,5	95,5	42	16
1 1/2"	65	30,5	109,5	47,5	16
2"	79,5	38	134,5	54	16
2 1/2"	85	48	180,5	72,5	10
3"	89	56	195,5	72,5	10

Tabelul 6.6.24. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu sertar cu flanșă din fontă

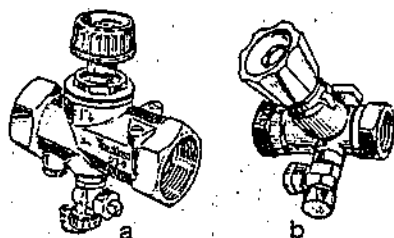


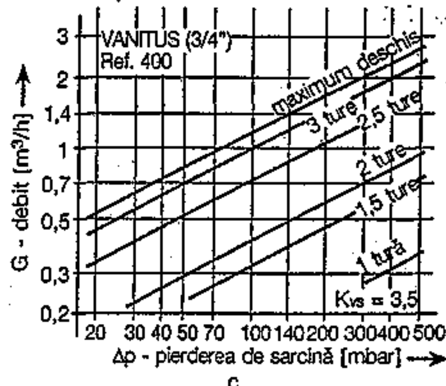
DN	L	Roată de manevră d_4	Robinet de ocolire DN
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
40	240	200	-
50	250	225	-
65	270	280	-
80	280	280	-
100	330	320	-
125	330	360	-
150	390	360	-
200	460	400	25
250	530	500	25
300	630	640	25
350	690	640	40
400	750	720	40
500	880	800	50
600	1 000	800	65
(700)	1 130	800	65
800	1 250	900	80
(900)	1 380	900	100
1 000	1 500	900	100

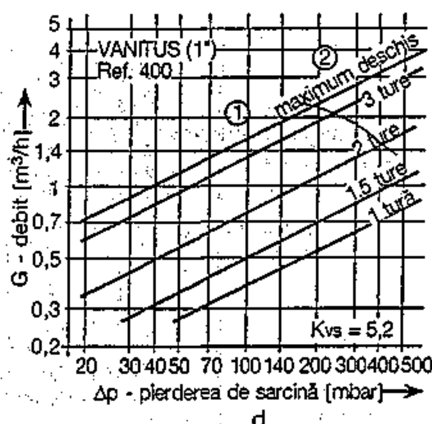
Tabelul 6.6.25. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu sertar cu flanșă din oțel turnat

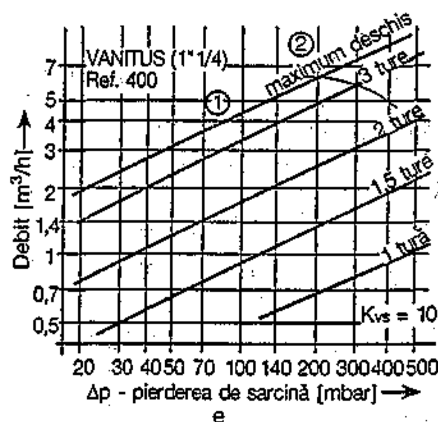


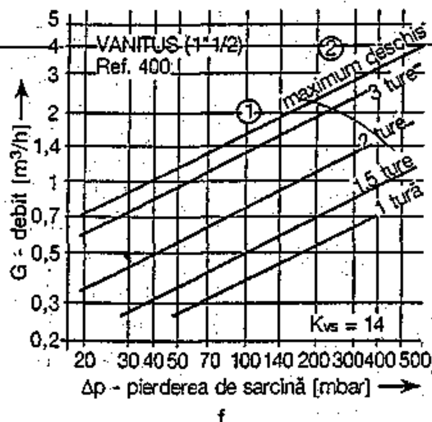
DN	L	Roată de manevră d_4	Robinet de ocolire DN
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
40	240	180	-
50	250	180	-
65	270	225	-
80	280	225	-
100	300	280	-
125	325	320	15
150	350	320	15
200	400	360	20
250	450	500	25
300	500	640	32
350	550	640	32
400	600	720	40
500	700	800	50
600	1 350	800	65
(700)	1 550	800	65
800	1 750	900	80
(900)	1 950	900	100
1 000	2 150	1 000	100











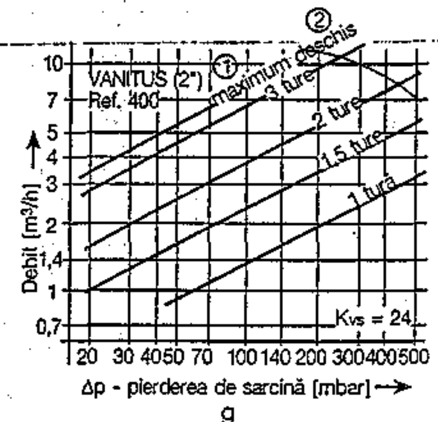
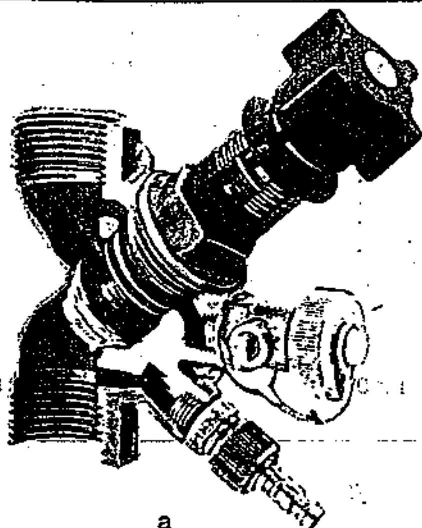


Fig. 6.6.26. Robinete de echilibrare tip VANITUS:
a - cu citire directă a debitului de fluid;
b - cu păstrarea reglării inițiale; c,..g - pierderile de sarcină în robinetele de echilibrare tip VANITUS cu diametrele de 3/4" - 2".



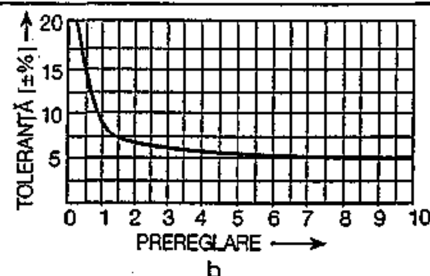
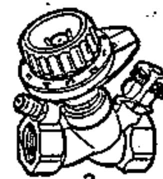


Fig. 6.6.27. Robinet Hydrocontrol pentru echilibrare hidraulică:
a - vedere robinet;
b - toleranțe ale debitului în funcție de reglarea preliminară (prereglare).

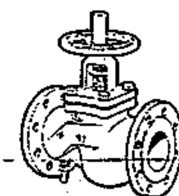
Tabelul 6.6.26. Caracteristicile constructive ale robinetelor de reglare COMAP





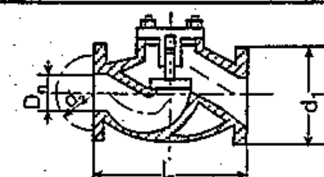
DN [in]
3/8
1/2R
1/2
3/4R
3/4
1R
1
1 1/4
1 1/2
2
R=Kv redus

Tabelul 6.6.27. Caracteristicile constructive ale robinetului de reglare COMAP - tip 750 B cu flanșe



DN [mm]
50
65
80
100
125
150
200
250
300

Tabelul 6.6.28. Caracteristicile constructive ale robinetelor de reținere cu cursă fixă



Dn	Flanșele de legătură la conducte [mm]		L
[mm]	d1	d2	[mm]
10	90	60	120
15	95	65	130
20	105	75	150
25	115	85	160
32	135	100	180
40	145	110	200
50	160	125	230
65	180	145	290
80	195	160	310
100	230	190	350
125	270	220	400
150	300	250	480
200	360	310	600
250	425	370	730
300	485	430	850

uni: 1/2, 3/4 și 1", din alamă, și 1 1/4" și 1 1/2", din bronz. În figurile 6.6.26, c, d, e, f, g sunt date caracteristicile hidraulice ale robinetelor VANITUS.

- Hydrocontrol - OVENTROP (fig. 6.6.27,a) oferă 5 funcțiuni: prereglare, măsurare, închidere, umplere și golire. Reglarea preliminară, deosebit de precisă, cu cel puțin 70 de poziții de reglare, permite stabilirea exactă a debitelor.
- alți producători importanți, TA (IMI), Danfoss, Broen.

Se pot monta, fie pe conducta de ducere, fie pe cea de întoarcere. Valori de prereglare prea scăzute conduc la toleranțe prea mari ale debitului, scăzând calitatea reglării, și la creșterea consumului de energie. Această dependență este prezentată în figura 6.6.27, b.

6.6.5. Robinete (clapete) de reținere

Au rolul de a unidirecționa sensul de circulație a fluidelor. Sunt produse în diferite variante constructive, permițând diverse poziții de montare:

- robinete de reținere cu cursă fixă (tab. 6.6.28), executate din fontă, cu flanșe, utilizate pentru presiuni de lucru P_n = *25* bar și pentru fluide cu temperaturi *t ≤ 400* °C;
- robinete de reținere cu clapă (tab. 6.6.29), executate din alamă, cu manșoane (producător COMAP - Franța)
- robinete de reținere cu clape și flanșe (tab. 6.6.30) executate din fontă.

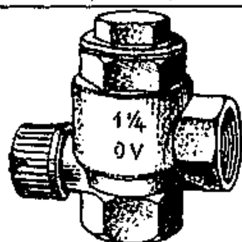
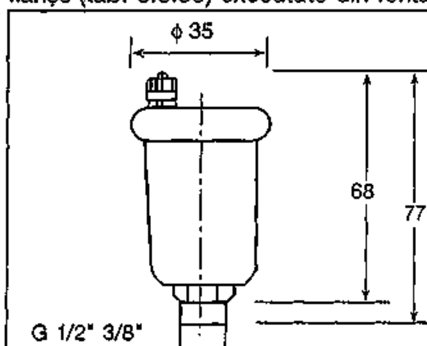


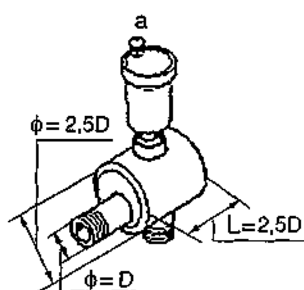
Fig. 6.6.28. Clapetă antitermosifon.

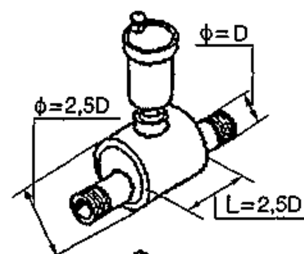


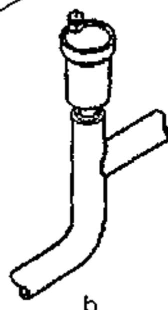
Fig. 6.6.29. Robinete de dezaerisire manuale pentru corpuri de încălzire:
a - cu cheie; b - cu rozetă din plastic.



a







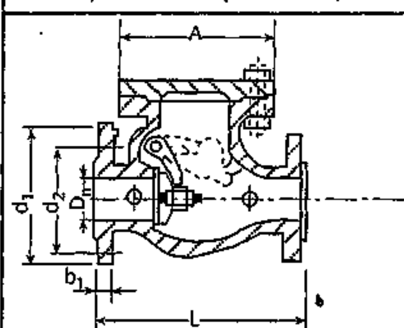
b

Fig. 6.6.30. Robinete de dezaerisire automate:
a - robinet; b - montare robinet.

Tabelul 6.6.29. Caracteristicile constructive ale robinetelor de reținere cu clapă tip COMAP

	DN [in]
Tip 826AT	3/8
	1/2
	1
	1 1/4
	1 1/2
	2

Tabelul 6.6.30. Caracteristicile constructive ale robinetelor de reținere cu clapă cu flanșe



D_n	Flanșele de legătură la conducte		Diametrul flanșei capacului	L
	d_1	d_2		
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
40	145	110	132	200
50	160	125	138	230
65	180	145	186	290
80	195	160	216	310
100	230	190	240	350
125	270	220	295	400
150	300	250	300	480
200	360	320	385	600
250	425	370	460	730
300	485	430	515	850
350	550	490	585	980
400	620	550	660	1 100
500	730	660	825	1 250
600	840	770	1000	1 450

Tabelul 6.6.31. Supape de siguranță COMAP

	Tip	DN [in] PN [bar]	
a	868	1/2	
		4-6-7-8-10	
		3/4	
		4-6-7-8-10	
b	869	1/2	
		4-6-7-8-10	
		3/4	
		4-6-7-8-10	
	Tip	E intrare	S ieșire
c	981GL	3/8	3/4
		3/4	1 1/4
		1 1/4	1 1/2
		2	2 1/2
		2 1/2	3

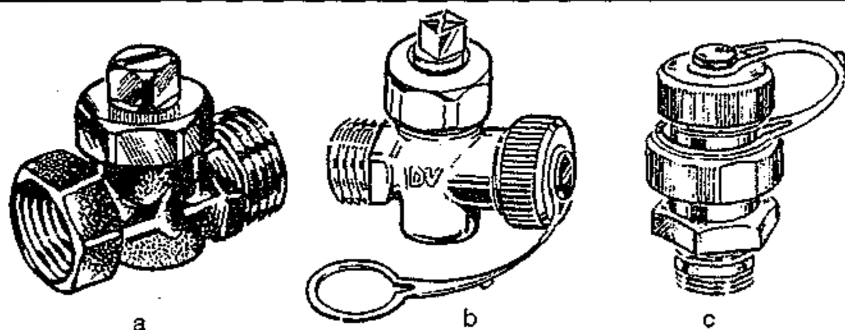


Fig. 6.6.31. Robinete de golire:
a - cu ventil cu cap pătrat; b - cu poanson și rozetă zimțată; c - cu ventil pentru Pn = 10 bar.

6.6.6. Clapetă antitermosifon

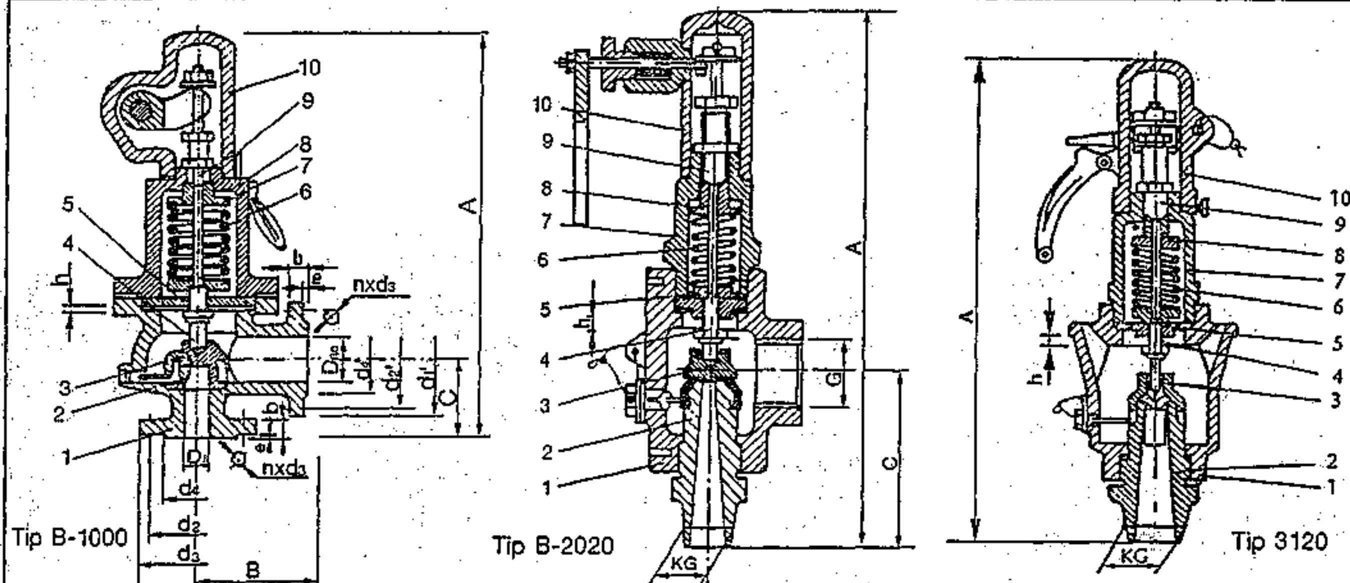
Se utilizează în instalațiile de încălzire cu pompare, pentru eliminarea efectului de termosifon (fig. 6.6.28). Se execută dreaptă sau cu colț prin permutarea dopului. Montarea se face numai vertical, cu mufe. Clapeta etanșă se ridică datorită presiunii pompei. Dimensiuni: 1, 1 1/4, 1 1/2 și 2".

6.6.7. Robinete de dezaerisire

Pentru evacuarea aerului din instalațiile de încălzire se utilizează:
- robinete de dezaerisire manuale, montate la corpurile de încălzire, acționate cu o cheie specială sau cu o rozetă din plastic (fig. 6.6.29). Diametrele de racord sunt de 1/8, 1/4 și 3/8";
- robinete de dezaerisire automate

Tabelul 6.6.32. Supape de siguranță IAFO - Zalău

1- corp; 2 - scaun; 3 - ventil; 4 - tijă; 5 - ghidaje; 6 - arc; 7 - carcasă; 8 - ghidaje arc; 9 - șurub reglaje; 10 - capac.



Tip B-1000

Dn intrare / Dn ieșire	A	B	C	d0	h	Flanșele de intrare						Flanșele de ieșire						Masa netă
						d1	d2	d4	nxd3	e	b	d'1	d'2	d'4	nxd'3	e'	b'	
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
25/40	316	100	100	15	5	115	85	68	4x14	2	16	150	110	80	4x18	3	18	66
32/50	356	110	110	19	6	140	110	78	4x18	2	18	165	124	102	4x18	3	20	12,0
40/65	397	120	120	24	8	150	110	88	4x18	3	18	185	154	122	4x18	3	20	17,0
50/80	490	130	130	30	10	165	125	102	4x18	3	20	200	160	138	8x18	2	22	19,3
65/100	560	150	150	39	13	185	145	122	4x18	3	20	220	180	158	8x18	3	24	32,0
80/125	715	180	180	48	16	200	138	138	8x18	3	22	250	210	188	8x18	3	26	57,0
100/150	808	200	200	60	20	220	180	158	8x18	3	24	285	240	212	8x22	3	26	78,0

Tip Tip B-2020

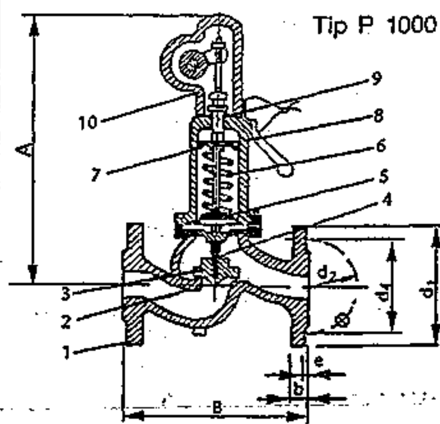
Dn	A	B	C	KG intrare	G ieșire	d0	h	Masa netă
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[in]	[in]	[mm]	[mm]	[kg]
15/25	228	38	72	1/2"	1"	9	3	1,6
20/30	250	44	78	3/4"	1 1/4"	12	4	2,3

Tip 3120

Dn	A	KG intrare	d0	h	Masa netă
[mm]	[mm]	[in]	[mm]	[mm]	[kg]
25	295	1	15	5	3,7

Tip P 1000

Dn	A	B	h	Flanșele de legătură						Masa netă
				d1	d2	d4	nxd3	e	b	
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
15	195	130	0,75	95	65	45	4x14	2	14	3,4
20	212	150	1	105	75	58	4x14	2	16	5,1
25	225	160	1,25	115	85	68	4x14	2	16	6,0
32	310	180	1,60	140	100	78	4x18	2	18	11,5
40	378	200	2	150	110	88	4x18	3	18	16,6
50	425	230	2,50	165	125	102	4x18	3	20	26,0
65	490	290	3,25	185	145	122	4x18	3	-22	34,9
80	630	310	4	200	160	138	8x18	3	22	61,2
100	610	350	5	220	180	158	8x18	3	24	67,6



montate pe conducte (fig. 6.6.30).

· Diametrele de racord sunt de 1/4, 3/8 și 1/2".

6.6.8. Robinete de golire

Gama este destul de variată, ele executându-se din fontă sau alamă. În figura 6.6.31 sunt prezentate trei tipuri de robinete de golire produse de firma DESBORDES: din alamă cu ventil și cap pătrat de 3/8, 1/2, 3/4" (fig. 6.6.31 a); cu poanson din alamă și cu rozetă zimțată de 3/8 și 1/2" (fig. 6.6.31 b); cu ventil și cap pătrat acționate cu o cheie, utilizate pentru presiunea $P_n = 10$ bar și temperaturi ale fluidului $t \leq 110$ °C de 3/8, 1/2 și 3/4" (fig. 6.6.31 c).

6.6.9. Supape de siguranță

Sunt utilizate să protejeze instalațiile sub presiune împotriva depășirii accidentale a presiunii maxime admise de lucru. Se execută din fontă sau din alamă, cu membrană sau arc, cu sau fără manometru.

• Firma COMAP produce:

- supape de siguranță cu membrană, cu posibilități de montare a manometrului, cu mufă (tab. 6.6.31, a) sau cu filet exterior (tab. 6.6.31, b) pentru presiuni de până la 10 bar. Se utilizează pentru apă și aer;

- supape de siguranță cu arc și pârghie, tip FLUMAX, cu posibilitățile de montare a manometrului, cu mufă (tab. 6.6.31, c) pentru presiuni de până la 16 bar.

Se pot utiliza pentru aer, apă, abur.

• Firma IAPO Zalău execută supape de siguranță din fontă, cu arc (tab. 6.6.32):

- supapă de siguranță bruscă, închisă, etanșă cu racorduri, cu flanșe, tip B1000;

- supapă de siguranță bruscă, închisă, etanșă cu șuruburi cu filet (intrare cep, ieșire mufă) tip B 2020;

- supapă de siguranță bruscă, deschisă cu racord cu filet tip B 3120;

- supapă de siguranță proporțională, închisă, cu corp de colț, cu racorduri cu flanșe, tip P 1000.

6.6.10. Regulatoare de debit și presiune diferențială

Pentru asigurarea punctului de funcționare a unei instalații de încălzire cu apă caldă este necesar să se prevadă regulatoare de debit sau de presiune sau chiar amândouă. Ele devin obligatorii în instalațiile prevăzute cu robinete termostatice.

Firma DESBORDES - Franța produce regulatoare diferențiale de presiune;

- de colț, cu reglare de la 0,05 la 0,5 bar cu afișare de precizie (tab. 6.6.33,a)

- în linie, cu reglare de la 0,05 la 0,5 bar cu afișare de precizie (tab. 6.6.33,b)

- fără reglare, cu funcționare automată (tab. 6.6.33,c).

Regulatoarele diferențiale se montează la ieșire, după pompa de circulație, în by-pas cu conducta de întoarcere.

Firma OVENTROP - Germania, produce:

- regulatoare de debit (fig. 6.6.32,a) tip HYDROMAT Q care se pot monta atât pe conducta de ducere cât și pe cea de întoarcere. Permite stabilirea valorii nominale Q_n și fixarea în această poziție.

Domeniile de variație ale debitului sunt cuprinse între 100 și 4000 l/h.

- regulatoare de presiune diferențială HYDROMAT DP (fig. 6.6.32,b) care se montează pe conducta de întoarcere, iar valoarea nominală Δp_n se citește direct, se reglează și se fixează continuu, fără trepte, în domeniul cuprins între 300 și 500 mbar. Racordul cu tub capilar se leagă la conducta de ducere. Prin intermediul regulatorului de presiune se acoperă domenii ale debitului cuprinse între 100 și 4600 l/h.

6.6.11. Vane de amestec

Se utilizează în instalațiile de încălzire cu apă caldă, asigurând prin amestecul apei calde de la cazane cu apă răcită din instalație, parametrii agentului termic, atât la consumatorii agentului termic cât și la intrarea în cazane. Se execută din fontă și pot funcționa manual sau automat (acționate hidraulic, cu aer comprimat sau servomotoare). De asemenea, se execută cu 3 sau 4 căi.

Firma suedeză THERMIA produce două tipuri de vane de amestec, acționate cu servomotoare.

- cu trei căi (tab. 6.6.34), din fontă cu patru poziții de montare, posibile datorită unui cadran cu două fețe de montare.

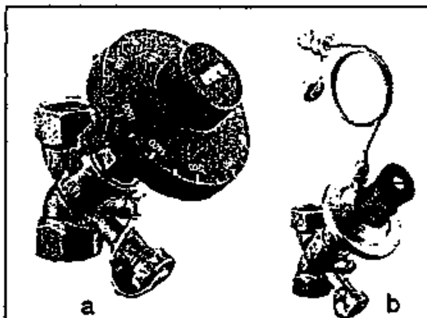


Fig. 6.6.32. Regulator de debit și presiune diferențială OVENTROP:
a - regulator de debit Hydromat Q";
b - regulator de presiune diferențială "Hydromat DP"

- cu patru căi (tab. 6.6.35), din fontă cu montarea în toate pozițiile, datorită unui cadran cu două fețe de montare.

Firma ROMSTAL comercializează vane de amestec și servomotoarele de acționare respective;

- cu 3 și 4 căi pentru diametrele DN 40, DN 50, DN 80, DN 100, DN 125 și DN 150, prevăzute cu flanșe care se pot cupla cu servomotoarele din seria MP 300;

- cu 3 și 4 căi pentru diametrele 3/4, 1, 1 1/2 și 2", prevăzute cu manșoane cu filet, care se pot cupla cu servomotoarele din seriile MP 75 și MP 100.

6.6.12. Reductoare de presiune

Se utilizează în instalațiile de încălzire cu abur, unde apare necesitatea reducerii presiunii aburului în funcție de necesități.

Firma DESBORDES produce reductoare de presiune reglabilă tip AD, cu priză pentru manometru (tab. 6.6.36,a) sau fără priza de manometru

Tabelul 6.6.33. Supape de presiune diferențială

d1/d2 (mm/mm)		
a - de colț		
20/27	26/34	-
b - în linie		
20/27	26/34	-
c - fără reglare		
20/27	26/34	33/42

(tab. 6.6.36, b) care pot avea, în amonte, o presiune maximă $P_n = 6$ bar, iar, în aval, o presiune maximă $P_n = 4$ bar. Pentru presiuni sub 1 bar se recomandă reductorul Rc care este echipat cu un arc compensator.

6.6.13. Aparate pentru măsurarea debitelor

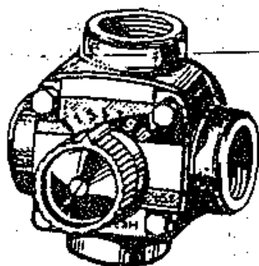
Sunt utilizate pentru măsurarea debitului de apă sau de căldură care circulă prin conducte. Aparatele sunt montate direct în circuitul instalației sau sunt mobile, cu citire directă sau cu înregistrare.

• Firma DANFOSS - Danemarca produce debitmetre montate direct pe conductă (tab. 6.6.37);

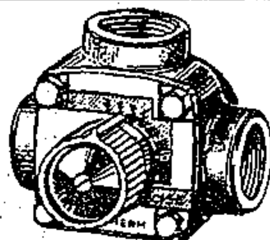
- MAGFLO - electromagnetice cu o gamă largă de măsură precisă și fără îngustarea secțiunii;
- MASSFLO - masice rezistente la vibrații, abravize și coroziune. Măsoară, în afara debitului, densitatea și temperatura fluidului;

Tabelul 6.6.34. Vane de amestec cu 3 căi (THERMIA-SUEDIA)

d_1/d_2 [mm/mm]				
20/27	26/34	33/42	40/49	50/60



Tabelul 6.6.35. Vane de amestec cu 4 căi (THERMIA-SUEDIA)



d_1/d_2 [mm/mm]				
-	26/34	33/42	40/49	50/60

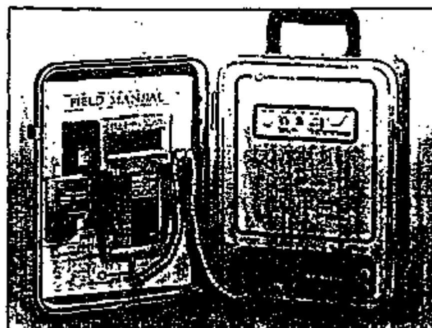


Fig. 6.6.33. Debitmetru portabil.

- SONOFLO - ultrasonice cu măsurarea precisă și fără îngustarea secțiunii;
- VORFLO - cu vârtej pentru abur, gaze și lichide cu vâscozitate redusă. Elementele sunt sudate. Necesită întreținere ușoară;
- EVITA™ - electromagnetic pentru apă, abur și gaze. Acestea permit controlul, reglarea și înregistrarea debitelor.

• Firma CONTROLOTRON - SUA produce un debitmetru portabil tip UNIFLOW (fig. 6.6.33) cu posibilități de înregistrare.

6.6.14. Aparate pentru măsurarea presiunii

Pentru măsurarea presiunii se folosesc manometre și hidrometre. Gama este destul de variată, ea depinzând de locul de amplasare și de firma producătoare.

Firma DESBORDES produce manometre (fig. 6.6.34) cu gradare între 0 și 25 bar tip:

- BOURDON (fig. 6.6.34, a) cu gradare 1, 4, 6, 16 sau 25 bar, cu baie de glicerină, amortizoare (contra vibrațiilor) și cutia din inox;
- monobloc (fig. 6.6.34, b) cu gradare 6, 10, 16 bar, cu cutie din alamă matrițată și racord filetat;
- cu cutie din oțel ambutisat, cu racord filetat jos (fig. 6.6.34,c) sau în spate (fig. 6.6.34,d);
- PRESSADE (fig. 6.6.34, e) cu gradare de la 10 bar, cu protecție din cauciuc împotriva șocurilor;.

Firma COMAP produce:

- manometre radiale, cu gradare de la 0 la 25 bar, cu cutia din inox;
- hidrometre cu gradare de la 0 la 4 bar.

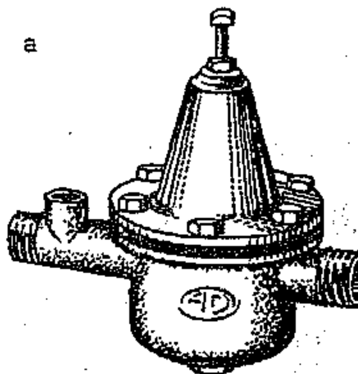
Firma ROMSTAL comercializează:

- manometre circulare tip IMIT, cu priza de presiune cu cuplare rapidă și tub capilar, care se pot monta pe cazane. Toate modelele se livrează cu tirant filetat. Domeniile de presiune disponibile 0 la 4 bar și 0 la 6 bar.
- termomanometre circulare tip IMIT, echipate atât cu sondă de temperatură

Tabelul 6.6.36. Reductoare de presiune pentru abur DESBORDES

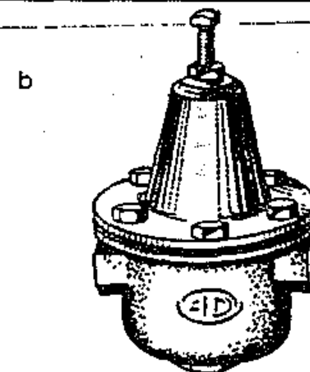
d_1/d_2 [mm/mm]			
-	15/21	20/27	26/34

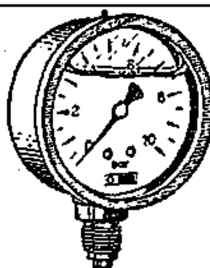
a



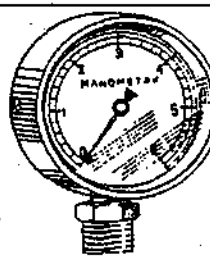
d_1/d_2 [mm/mm]			
12/17	15/21	20/27	26/34

b

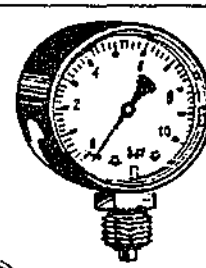




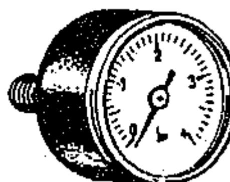
a



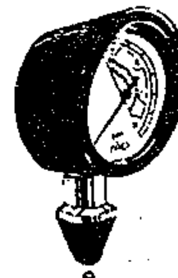
b



c



d



e

Fig. 6.6.34. Manometru:
a - tip Bourdon; b - monobloc; c - cu racord filetat în jos; d - cu racord filetat în spate; e - tip PRESSADE..

cu tub capilar (cu lichid) și priza de presiune cu cuplare rapidă și tub capilar. Toate modelele se livrează cu tirant filetat. Domeniile de lucru: temperatura până la 120 °C și presiuni disponibile 0...4 bar și 0...6 bar.

Manometrele și hidrometrele se racordează la elementele instalației prin intermediul unor robinete de control cu buton sau poanson din alamă.

6.6.15. Aparate pentru măsurarea temperaturii

Pentru măsurarea temperaturii (lichide, solide și gaze) se folosesc termometre:

- cu citire directă cu scală dreaptă cu mercur sau alcool, termometre cu rezistență electrică, cu sondă de temperatură și tub capilar, termometre cu contact etc;
- cu citire directă și înregistrare.

Firmele DESBORDES și COMAP produc termometre cu scală dreaptă, cu alcool, cu teacă din alamă, pentru temperaturi cuprinse între 50 și 300 °C. Posibilitățile de montare pe aparate sau pe conducte sunt prezentate în figura 6.6.35, iar dimensiunile de montare în tabelul 6.6.38.

Firma DESBORDES produce, de asemenea, termometre cu cadran gradat de la 0 la 120 °C cu colier din cupru (fig. 6.6.36,a) pentru strângere pe conducte. Diametrele de strângere sunt de la Φ 20 la Φ 120 mm.

Aceeași firmă produce și termometre cu cadran gradat de la 0 la 120 °C cu tub de imersie.

Firma ROMSTAL comercializează termometre circulare utilizate pentru cazane și aparate cu sondă de temperatură și tub capilar (cu lichid) și cu tirant filetat. Domeniile de utilizare sunt: 0 la 120 °C; 0 la 200 °C; -40 la +40 °C

Se utilizează și aparate digitale cu citire directă, împreună cu viteza curenților de aer și umiditate relativă, cu

Tabelul 6.6.37. Debitmetre DANFOSS

	Grupe de produse	MAGFLO* Debitmetru electromagnetic	MASSFLO* Debitmetru masic	SONOFLO* Debitmetru ultrasonic	VORFLO* Debitmetru vortex	EVITA™ Contor de oxigen
Tehnologii	Principiul de măsurare	Electromagnetic	Coriolis tip cu o conductă sau două	Timp de parcurs al semnalului ultrasonic pe mai multe căi	Vârtej	Clark
	Mărimea măsurată	Debit volumic	Debit masic Masa totală Densitate Temperatură Debit volumic Volum total Debit de fracțiune %-fracțiune (de ex. Brix) Total fracțiune	Debit volumic Debit masic Viteza sunetului	Debit volumic Debit masic Volum normal Debit de apă Debit de abur și de gaz	Oxigen dizolvat în apă și apă uzată
Aplicații principale	Instalare	Conducte pline cu lichid	Conducte pline cu lichid	Conducte pline cu lichid	Conducte pline cu aburi, lichid sau gaz	Rezervoare de aerisire, crescătorii de pește etc.
	Medii	Toate mediile conductoare de electricitate	Toate mediile pompabile	Toate mediile care transmit sunetul	Lichide cu o viscozitate redusă, gaze și aburi	Apă și apă uzată
	Sectoare principale	Chimicale, alimente și băuturi, tratarea apei, energie, căldură	Alimente și băuturi, chimicale energie/căldură produse petrochimice	Chimicale, tratarea apei energie/căldură produse petrochimice	Chimicale, alimente și băuturi energie/căldură	Tratarea apei și creșterea peștilor
	Aplicații	Control, reglare înregistrare, dozare amestec în proporții	Control, reglare înregistrare cântărire, dozare verificare	Reglare înregistrare urmărire contablizare	Reglare înregistrare urmărire	Control, reglare înregistrare urmărire
Specificații	Mărime	DN 6-2000	DN 3-50	DN 10-4000	DN 15-300	
	Domeniu de măsurare	0,025-113000 m³/h	1-80000 kg/h	0,2-500000 m³/h	Gaz/aburi 1,5-21300 m³/h Lichid 0,25-2300 m³/h	0-30 ppm, 0-200%
	Temperatura lichidului	de la -20 la +200 °C	de la -50 la +180 °C	de la -200 la +250 °C	de la -40 la + 400 °C	0 la 48 °C
	Presiune maximă	350 bar	500 bar	160 bar	100 bar	10 bar
	Precizie	0,25 % din debitul efectiv	0,15 % din debitul efectiv	0,5 % din debitul efectiv	0,7% din debitul efectiv (lichid) 1,25 % din debitul efectiv (gaze, aburi)	0,5 % din FSO
	Carcasa (senzor)	IP 65/67/68	IP 65	IP 68	IP 65	IP 68
	Aprobări	CENELEC EEX, 3A, PTB custody transfer 3A OIML	CENELEC EEx, Custody transfer (în curs de preparare)	CENELEC EEx, PTB custody transfer	CENELEC EEx	

posibilități de înregistrare (fig. 6.6.36, b).

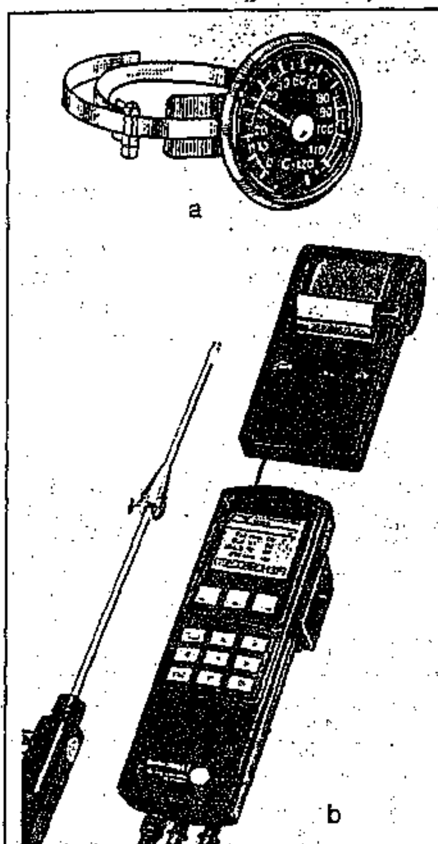


Fig. 6.6.36. Termometru:
a - cu colier; b - digital.

6.6.16. Contoare pentru măsurarea consumului de căldură

6.6.16.1 Caracteristici principale

Contoarele de apă caldă se clasifică în funcție de destinația lor, conform reglementărilor internaționale:

- contoare de tip 1, utilizate de sine stătătoare pentru contorizarea apei calde. Se încadrează în intervale de temperaturi: 30 la 70 °C, 30 la 90 °C, 30 la 130 °C și 30 la 180 °C;
- contoare de tip 2 care sunt un ansamblu al contoarelor de energie termică. Se încadrează în intervalele de temperaturi menționate la cele de tip 1 cu observația că temperatura minimă a fluidului poate fi și sub 30 °C;
- contoare de tip 3, utilizate, în general, pentru măsurarea condensatului.

Contoarele de energie termică trebuie să fie compatibile cu rigorile următoarelor clase climatice:

- *clasa climatică A (pentru populație și montare în interior)*
  • temperatură ambiantă: 5 la 55 °C;
  • nivel scăzut de umiditate;
- *clasa climatică B (pentru populație și montare în exterior)*
  • temperatura ambiantă: -25 la +55 °C;
  • nivel normal de umiditate;
  • solicitări mecanice scăzute
- *clasă climatică C (condiții industriale)*
  • temperatură ambiantă: 5 la 55 °C;
  • condiții normale de umiditate;
  • solicitări mecanice scăzute;

Elementele componente ale contorului

Tabelul 6.6.38. Dimensiunile de montare [mm] ale termometrelor cu scală dreaptă

D_0	Conducte neizolate			Conducte izolate		
	L_1	L_2	L_t	L_1	L_2	L_t
80	117	30	107	147	60	137
100	127	30	117	157	60	147
125	140	30	130	170	60	160
150	152	30	142	183	60	172
175	165	30	155	195	60	185
200	177	30	167	207	60	197
225	190	30	180	220	60	210
250	202	30	192	232	60	222
300	227	30	217	257	60	247
350	252	30	242	282	60	272
400	277	30	267	307	60	297

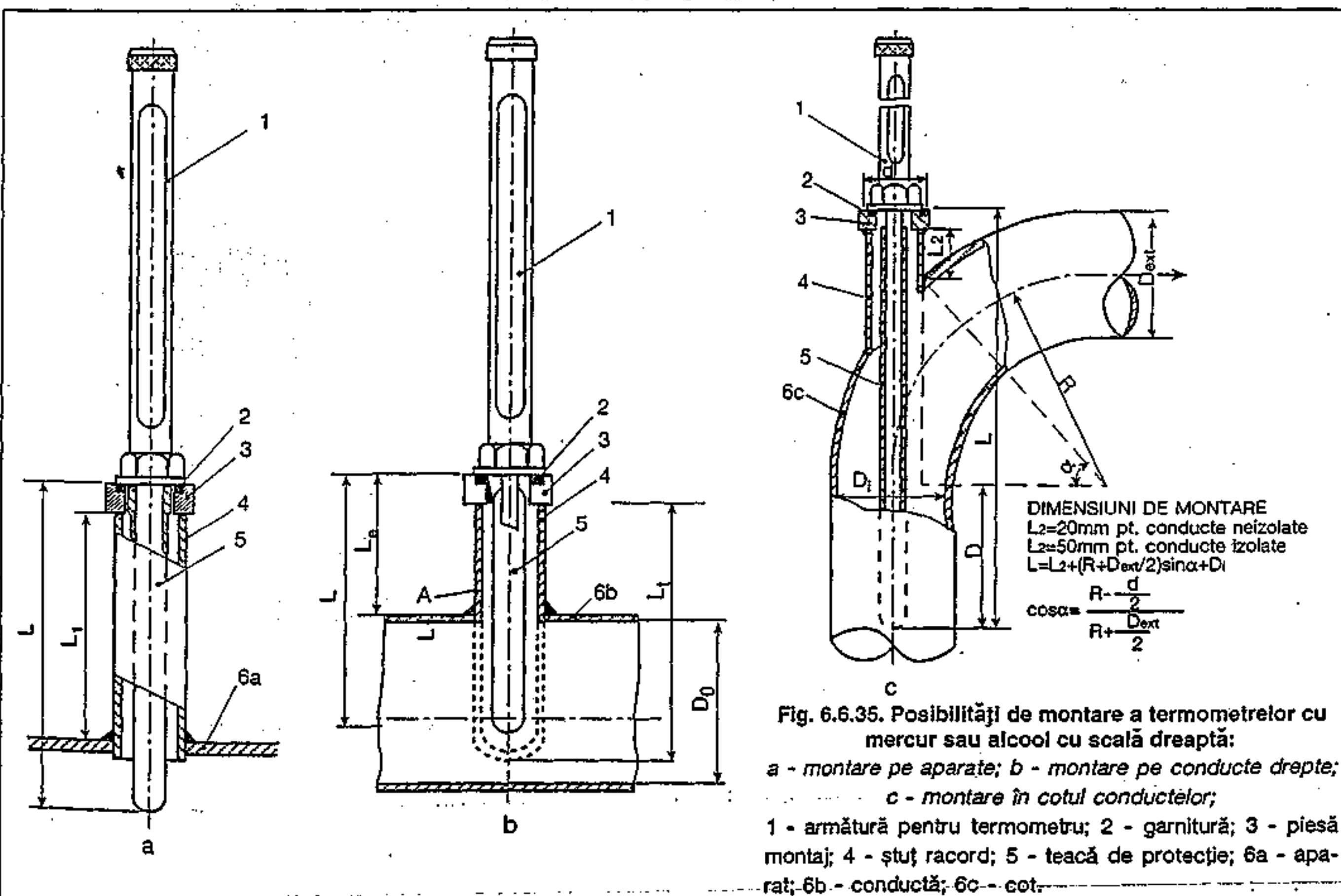


Fig. 6.6.35. Posibilități de montare a termometrelor cu mercur sau alcool cu scală dreaptă:
a - montare pe aparate; b - montare pe conducte drepte; c - montare în cotul conductelor;
1 - armătură pentru termometru; 2 - garnitură; 3 - piesă montaj; 4 - ștuț racord; 5 - teacă de protecție; 6a - aparat; 6b - conductă; 6c - cot.

de căldură sunt, în general: contorul de apă, sondele (traductoarele) de temperatură, blocul de calcul, cabluri de legătură (sonde-bloc de calcul).

6.6.16.2 Tipuri constructive

6.6.16.2.1 Contoare de căldură monobloc

Contorul de debit și traductorul de temperatură aval sunt montate compact cu blocul de calcul care este prevăzut cu un aliaj electronic digital; traductorul de temperatură amonte este montat, separat, pe conducta de ducere. Contorul poate afișa mărimile măsurate și/sau calculate , fie automat, în mod ciclic, fie la cerere, prin acționarea manuală a butonului de manevră. Se montează pe conducte cu diametre mici (D_n = 15...25 mm) (fig. 6.6.37).

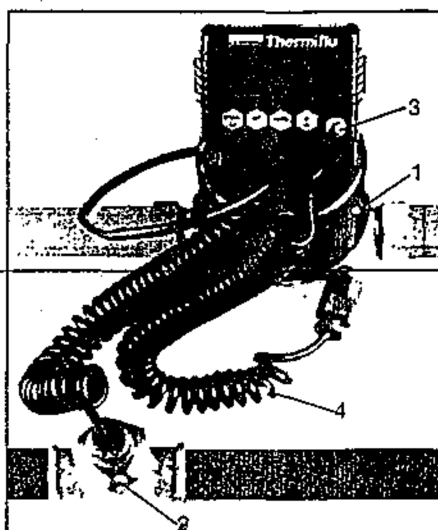


Fig. 6.6.37. Contor de căldură monobloc:
1 - blocul de calcul + traductor de temperatură aval; 2 - traductor de temperatură amonte; 3 - buton de comutare; 4 - racorduri.

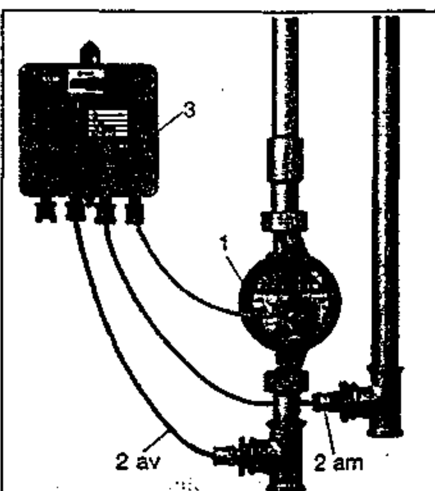


Fig. 6.6.38. Contor de căldură combinat:
1 - contor de debit; 2 - am și 2 av - traductoare de temperatură montate în amonte și aval.

6.6.16.2.2 Contoare de căldură combinate

Sunt executate din elemente componente separabile (fig. 6.6.38), având o varietate constructivă determinată, în special, de diversitatea tipurilor de contoare de debit utilizate: cu morișcă, cu elice, electromagnetice, cu ultrasunete, cu diafragmă, Vortex. De asemenea, traductoarele de temperatură pot fi termorezistențe cu două sau patru fire de tip Pt 100 sau Pt 500. După prelucrarea informației primite, blocul de calcul poate da informația sub diverse forme: totalizarea numerică redată electronic sau electromagnetic, înregistrare, indicare, semnalizarea unor regimuri de avarie etc.

Firma ZENNER ZÄHLER produce contoare combinate compuse din:

- contoare de apă caldă construite pentru temperaturi ale apei până la 120 °C:
• ETHI: monojet; montare orizontală sau verticală; diametre de conducte: Dn = 15...40 mm; debite: Gn = 0,6...10 m³/h;
• MTHI: multietajat; montare orizontală; diametre de conducte Dn: 20...50 mm; debite: Gn = 2,5...15 m³/h;
• MTHI: multietajat, ST - montare verticală urcare; FA - montare verticală coborâre; diametre Dn = 20...40 mm, debite Gn = 2,5...10 m³/h;
• WPHI/WSI: tip Woltman: diametre: Dn = 50...250 mm; debite Gn = 15 m³/h;
- blocul de calcul cu traductoare de temperatură tip SUPERCAL (fig. 6.6.39) care prelucrează datele afișând electronic următoarele mărimi: energie termică [kWh], [MWh]; temperatura [°C]; volum [m³]; debit [l/h]; timp [h]; putere termică [kW].
- racorduri speciale 1 x 1/2 x1" pentru sonde de temperatură și teci;
- clapetă antiretur pentru împiedicarea ancrasării și facilitarea operațiilor de înlocuire.



Fig. 6.6.39. Blocul de calcul tip SUPERCAL.

Firma DANFOSS produce contorul de căldură tip „SONOCAL™" (fig. 6.6.40), care este o combinație între debitmetrul cu ultrasunete SONOFLO (produs tot de DANFOSS), calculatorul de energie tip MULTICAL II la care se mai adaugă senzorii de temperatură. Se execută pentru diametre de conducte Dn = 32...40 mm; debite de apă Gn = 15...2500 m³/h și puteri termice Qn = 0,03...4,2 MW

6.6.16.3 Recomandări privind montarea contoarelor de căldură

Modul de montare a unui conductor de căldură este prezentat în fig. 6.6.41, la care se adaugă următoarele recomandări:

- înclinarea traductoarelor de temperatură în opoziție cu sensul de curgere


Fig. 6.6.40. Contor de căldură „SONOCAL".

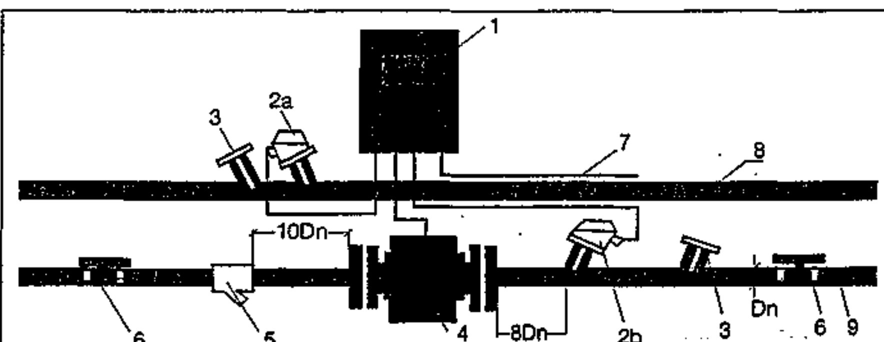


Fig. 6.6.41. Schema de principiu privind montarea unui contor de căldură:
1 - bloc de calcul; 2a și 2b - traductoare de temperatură; 3 - teacă pentru termometrele de control; 4 - contor de debit; 5 - filtru; 6 - robinete de izolare a contorului de debit; 7 - alimentare electrică; 8 - conductă de ducere; 9 - conductă de întoarcere.

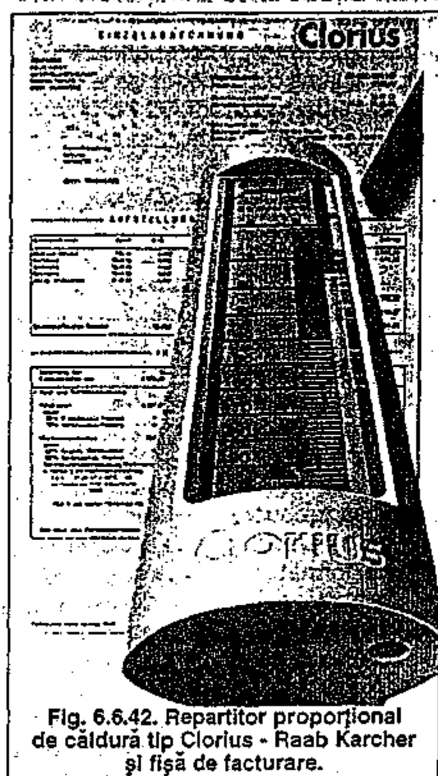


Fig. 6.6.42. Repartitor proporțional de căldură tip Clorius - Raab Karcher și fișă de facturare.

a agentului termic;

- prevederea de teci suplimentare, învecinate fiecărui traductor de temperatură, pentru a controla prin comparație corectitudinea măsurării celor două temperaturi;
- amplasare a unui filtru, în amonte de contorul de debit;
- prevederea cu bornă de împământare;
- în amonte și aval de controlul de debit este necesar să se prevadă tronsoane rectilinii de conductă având lungimi de minimum 10 Dn respectiv 8 Dn, tronsoane libere de orice rezistență hidraulică;
- montarea traductoarelor este necesar să se facă astfel:
  - pentru conducte cu 50 mm ≤ Dn ≤ ≤ 250 mm, perpendicular față de direcția de curgere a agentului termic;
  - pentru conducte de curgere Dn ≤ 50 mm, în opoziție față de sensul de curgere a agentului termic.
  - utilizarea de termorezistențe scurte pentru conducte cu Dn ≤ 25 mm și lungi pentru conducte cu diametre mari.

6.6.16.4 Repartitoare proporționale de căldură

Sunt aparate (fig. 6.6.42) care funcționează pe principiul proporționalității consumului de căldură al corpului de încălzire și cantitatea de lichid evaporată. Ele se montează direct pe corpul de încălzire. Citirea și prelucrarea datelor se fac periodic (de regulă, anual la începutul și sfârșitul sezonului). Se stabilește consumul fiecărui corp de încălzire precum și ponderea lui în raport cu întregul consum de căldură din clădire. Pe această bază se determină și cuantumul de plată.

Se poate utiliza cu rezultate bune la clădirile de locuit multifamiliale. Obligatoriu, clădirea respectivă trebuie să fie prevăzută cu un contor de căldură general.

6.7. Izolarea termică

Conductele ce transportă fluide cu temperaturi mai mari de 50 °C, montate în interiorul sau exteriorul clădirilor în canale sau subsoluri tehnice, precum și aparatele (boilere, aparate de contracurent, rezervoare etc.) se izolează termic pentru:

- micșorarea pierderilor de căldură a fluidului transportat;
- menținerea temperaturii fluidului la anumite valori cerute de procesul tehnologic;
- limitarea temperaturii suprafeței exterioare a conductei, impusă de normele de protecție a muncii la maximum 50 °C;
- evitarea încălzirii camerelor prin care trec conductele (cămări, pivnițe etc.);
- eliminarea pericolului de îngheț al conductelor în perioadele cu temperaturi scăzute și cu funcționare întreruptă a instalațiilor de încălzire;
- evitarea condensării vaporilor din aer în contact cu pereții conductelor reci.

Izolarea termică a conductelor și aparatelor cuprinde, în general:

- unul sau mai multe straturi termoizolante prevăzute cu dispozitive de fixare;
- un strat de protecție a materialului izolant, în funcție de mediul ambiant și de condițiile de exploatare;
- un strat de finisare, pentru realizarea unui aspect frumos sau pentru identificarea fluidului ce trece prin conducte.

6.7.1. Materiale termoizolante

Materialele utilizate în lucrările de izolații termice se grupează în trei categorii:

- materiale de bază, care alcătuiesc stratul termoizolant: vată de sticlă, vată minerală, pâslă minerală, plută, diatomit și spumă poliuretanică întărită;
- materiale pentru fixare: plase de sârmă, carton ondulat, bandaje de cânepă sau material plastic etc.;
- materiale pentru protecție: ipsos, carton asfaltat, bitum, tablă galvanizată sau din inox etc.;

Materialele care alcătuiesc stratul termoizolant trebuie să îndeplinească următoarele condiții de bază:

- să aibă un coeficient de conductivitate termică redus;
- să fie rezistente la temperaturi ridicate, la variații de temperatură și umiditate, precum și la condițiile atmosferice variabile în cursul anului;
- să aibă rezistență mecanică pentru a nu fi deteriorate în timpul exploatării, să fie ușor de executat și întreținut, să nu fie agresive față de obiectul izolat, să fie economice (cost cât mai scăzut), să fie rezistente la acțiunea focului, să aibă o greutate cât mai redusă.

Materialele termoizolante se prezintă sub formă de saltele, de rogojini simple ori cusute pe carton ondulat sau pe plasă de sârmă, plăci semirigide, cochilii, segmenți și șnur.

Rogojinile din vată de sticlă sau vată minerală cusute pe carton ondulat se utilizează când agentul termic are temperatura până la 100 °C; pentru temperaturi mai mari se utilizează rogojini cusute pe plasă de sârmă (rabit).

Materialele menționate au coeficientul de conductivitate termică în jur de 0,04 W/m·K (tab. 6.7.1).

Alegerea materialului stratului termoizolant se face în funcție de temperatura medie a fluidului încălzitor t_f corespunzător perioadei de încălzire sau temperatura peretelui exterior, în cazul aparatelor (tab. 6.7.1).

6.7.2. Executarea izolației termice

Izolația termică a unei conducte sau a unui aparat cuprinde, în general:

- stratul termoizolant;
- protecția mecanică a stratului izolant;
- protecția contra umidității;
- finisarea estetică.

Operațiile de executare a izolației termice depind de materialele utilizate. Astfel, în cazul utilizării de:

● materiale sub formă de saltele și rogojini simple sau cusute pe carton ondulat sau pe plasă de sârmă, executarea izolării termice constă în:

- montarea stratului izolator termic prin înfășurarea (la conducte) sau prin aplicarea pe suprafață (la aparate);
- realizarea stratului de protecție mecanică format dintr-o tencuială brută de 2 - 3 cm grosime din mortar din ipsos sau rumeguș de lemn cernut (12%) și clei (8...10%);
- realizarea stratului de protecție contra umidității îmbrăcând izolația în: carton bituminat (acolo unde nu este pericol de incendiu); folie din polistiren de 0,25 mm grosime; folie din PVC plastifiată de 0,4 mm grosime;
- realizarea stratului de finisare cu tablă din aluminiu sau oțel zincat de 0,3...0,5 mm grosime (acest strat poate constitui și stratul de protecție contra umidității.

● materiale cu formă de cochilii, segmenți, plăci semirigide, executarea izolării termice constă în:

- montarea cochiliilor direct pe conductă sau a plăcilor semirigide pe suprafețele aparatelor;
- realizarea stratului de protecție mecanică și protecție contra umidității, îmbrăcând stratul de izolații cu tablă din aluminiu sau oțel zincat. La unele aparate ca, de exemplu, boilere verticale, se utilizează mantale din material

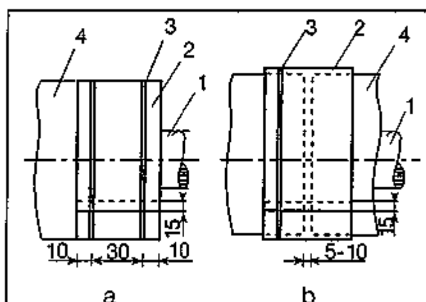


Fig. 6.7.1. Manșete:
a - pentru protejarea capetelor la întreruperea izolației;
b - pentru protejarea rosturilor de dilatare;
1 - conductă; 2 - manșete din tablă zincată de 0,5 mm grosime; 3 - sârmă zincată pentru strângere (1,45-1,50 mm); 4 - strat de protecție.

Tabelul 6.7.1. Temperatura medie de utilizare a principalelor materiale termoizolante și coeficientul de conductivitate termică

Nr. crt.	Material	STAS	t_f [°C]	λ [W/m·K]
1	Rogojini din vată de sticlă pe carton ondulat	8077	≤ 120	0,036...0,041
2	Saltele din vată minerală pe carton ondulat	5838/3	≤ 200	0,042...0,045
3	Rogojini din vată de sticlă pe rabiț	5838/3	≤ 300	0,036...0,041
4	Saltele din vată minerală	5838/3	≤ 700	0,040...0,045
5	Cochilii din vată minerală	5838/6	≤ 250	0,040...0,045
6	Șnur din vată minerală	5838/8	≤ 700	0,040...0,045
7	Vată minerală în vrac	5838/2	≤ 700	0,040...0,045
8	Diatomit granulat cochilii	1708	≤ 400	0,022
9	Poliuretan întărit		≤ 140 permanent ≤ 150 temporar	0,04

plastic prinse cu fermoare.

Conductele montate în șlițuri, în perete sau nișe se izolează cu cochilii, fâșii din vată de sticlă sau din vată minerală de 20-30 mm grosime, legate cu sârmă zincată cu diametrul de 0,8-1 mm.

În dreptul elementelor de susținere a flanșelor, a compensatoarelor, izolația se întrerupe,se acoperă și se protejează cu manșete din tablă zincată sau aluminiu (fig. 6.7.1.a). Pentru a permite dilatarea fără a se deteriora izolația, se lasă rosturi de dilatare de 5-10 mm, pe toată grosimea izolației, care se acoperă cu o manșetă din tablă (fig. 6.7.1.b).

Armăturile de pe conductele montate aerian se izolează cu carcase demontabile din tablă zincată (aluminiu) (fig. 6.7.2).

Operația de executare a izolării termice se începe numai după efectuarea tuturor probelor hidraulice definitive stabilite de actele normative în vigoare și realizarea protecției anticorosive.

Calitatea stratului anticorosiv se alege în funcție de temperatura fluidului t_f și, anume: minium de plumb sau de fier etc. în cazul în care $t_f \leq 100$ °C și rășini sintetice, email de bronz sau aluminiu când $t_f > 100$ °C.

Stratul de bază pentru protecția anticorosivă se execută în două straturi după ce, în prealabil, suprafețele metalice au fost curățate de rugină și noroi cu peria de sârmă sau prin sablare.

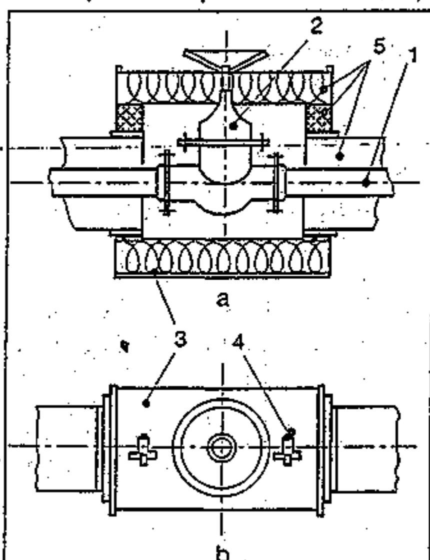


Fig. 6.7.2. Izolarea cu carcasă demontabilă a armăturilor:
a - secțiune longitudinală;
b - vedere de sus;
1 - conductă; 2 - armătură;
3 - carcasă; 4 - închizătoare;
5 - termoizolație.

6.7.3. Grosimea izolației termice

Stabilirea grosimii izolației termice se face astfel încât pierderile de căldură cât și investițiile să fie minime.

Normativul pentru proiectarea instalațiilor de încălzire centrală I.13 menționează că grosimea izolației termice se stabilește pe baza calculelor tehnico-economice de optimizare pentru care se iau în considerare:

- pentru rețele termice de apă cu reglare calitativă - temperatura medie anuală a agentului termic;
- pentru rețele de abur și de apă cu parametrii constanți - temperatura agentului termic respectiv;

Temperatura mediului ambiant se consideră:

- la montarea aeriană (exterior) sau în canale - temperatura medie a aerului ambiant pentru perioada de funcționare a rețelei;
- la montarea fără canal - temperatura medie a solului la adâncimea de montare a conductelor pentru perioada de funcționare.

Grosimea izolației termice trebuie să asigure un randament al termoizolației de minimum 80 %. Randamentul termoizolației se determină cu relația:

$$\eta_{iz} = [(q_0 - q_{iz})/q_0] \cdot 100 \; [\%] \qquad (6.7.1)$$

în care:

- q_0 este pierderea de căldură unitară a conductei neizolate [W/m] (tab. 6.7.2)
- q_{iz} - pierdere de căldură unitare a conductei izolate [W/m]

Pierderile de căldură unitare ale unei conducte izolate se calculează cu relația

$$q_{iz} = k \cdot \Delta t \quad [\text{W/m}] \qquad (6.7.2)$$

în care:

- k este coeficientul global de transmisie a căldurii [W/m·K] și ale cărui valori sunt date în diagrama din figura 6.7.3 în funcție de grosimea izolației, natura materialului izolant și diametrul conductei;
- Δt - diferența de temperatură medie, dintre agentul termic și mediul

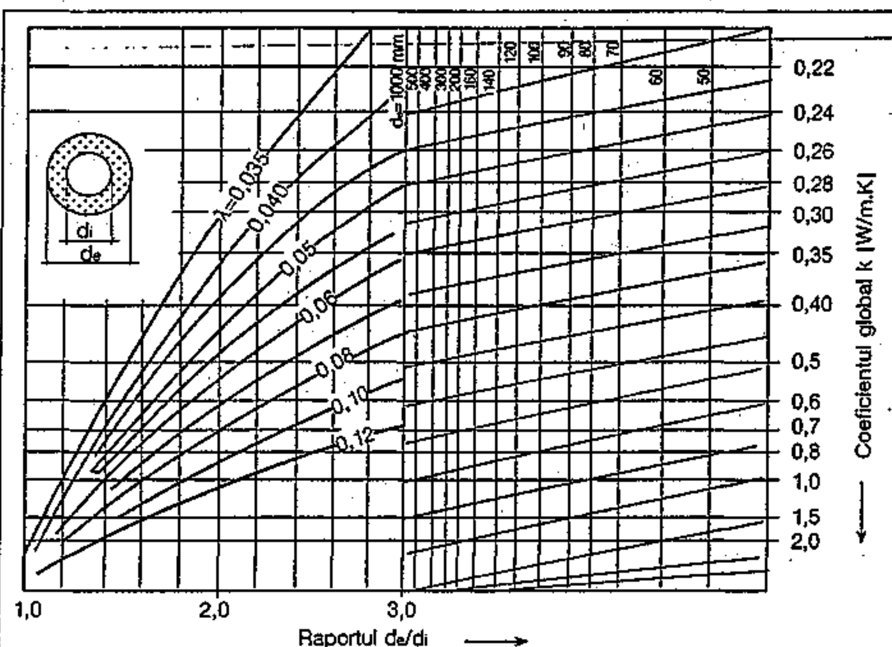


Fig. 6.7.3. Coeficientul global de transfer termic k la conducte izolate.

Tabelul 6.7.2. Pierderile de căldură unitare ale conductelor neizolate [W/m]

Varianta de amplasare	Agentul termic	Diametrul exterior al țevii [mm]									
		33,7	42,4	48,3	57	60,3	70	76,1	88,9	101,6	108
O țeavă orizontală	Apă	91	109	121	138	144	162	173	198	221	231
	Abur	132	158	175	199	208	234	251	287	320	335
Una sau mai multe țevi verticale	Apă	80	95	108	122	129	144	154	173	193	203
	Abur	115	138	156	178	186	208	191	251	279	294
Mai multe țevi orizontale suprapuse	Apă	89	107	120	136	141	161	170	194	216	226
	Abur	128	154	173	197	205	233	247	281	313	328

înconjurător în perioada de funcționare [K].

Exemplul de calcul 1

Se determină randamentul izolației termice la o conductă cu diametrul exterior de 108 mm, prin care circulă apă caldă cu temperatura medie t_m = 80 °C. Aerul exterior are temperatura medie t_m = 20 °C. Conducta este izolată cu cochilii din vată minerală în grosime g_{iz} = 40 mm, având λ_{12} = 0,045 W/m·K.

Rezolvare

- pierderea de căldură unitară a conductei neizolate pentru apă caldă cu t_m = 80 °C și temperatura mediului exterior t_{me} = 20 °C, din tabelul 6.7.2. se obține q_0 = 231 W/m;
- pierderea de căldură unitară a conductei izolate termic se determină cu relația (6.7.2):

$q_{iz} = k \cdot \Delta t = 0{,}46 \times (80 - 20) = 27{,}6$ W/m

în care coeficientul global de transfer termic k = 0,46 W/m·K, determinat din diagrama din figura 6.7.3, pentru diametrul conductei d_i = 108 mm; grosimea izolației q_{iz} = 40 mm; coeficientul de conductivitate termică λ_{iz} = 0,045 W/m·K și raportul diametrelor d_e/d_i = 188/108 = 1,74; diferența de temperatură $\Delta t = t_m - t_{me}$ = 80 - 20 = 60 K.

- randamentul izolației termice se calculează cu relația

$\eta_{iz} = [(q_0 - q_{iz}) / q_0] \cdot 100 =$

$[(231 - 27{,}6) / 231] \cdot 100 = 88$ %

valoare superioară celei impuse de Normativul I. 13.

Un accent deosebit la stabilirea grosimii optime a termoizolației se pune pe factorul de exploatare. Astfel, în literatura de specialitate (Franța, Germania) se menționează că grosimea optimă a termoizolației depinde de diametrul conductei și factorul de exploatare a cărui valoare este dată de relația

$E = C \cdot \Delta t \cdot n \cdot \lambda \cdot 10^{-6}$ [lei/m, an] (6.7.3)

în care:

- C este costul căldurii [lei/MW·h];
- Δt - diferența de temperatură medie, dintre agentul termic t_m și mediul înconjurător t_{me}, în perioada de exploatare [K];
- n - numărul de ore de funcționare dintr-un an [h/an];
- λ - conductivitatea termică a materialului izolant [W/m·K].

Anexa 6.1

Tabelul 6.6.2. Tevi din oțel fără sudură, laminate la cald pentru construcții - extras din STAS 404

Diametrul exterior [mm]	Grosimea peretelui [mm] / Masa liniară [kg/m]																						
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36
25	1,39	1,63	1,86	2,07	2,28	2,47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	-	1,85	2,11	2,37	2,61	2,84	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	-	2,00	2,29	2,56	2,83	3,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
32	-	2,15	2,46	2,76	3,05	3,33	3,59	3,85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
34	-	2,29	2,63	2,96	3,27	3,58	3,87	4,14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
38	-	2,59	2,98	3,35	3,72	4,07	4,41	4,74	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
42	-	2,89	3,32	3,75	4,16	4,56	4,95	5,33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
44,5	-	3,07	3,54	4,00	4,44	4,87	5,29	5,70	6,47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
48	-	3,33	3,84	4,34	4,83	5,30	5,76	6,21	7,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
51	-	3,55	4,10	4,64	5,16	5,67	6,17	6,66	7,60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
54	-	3,77	4,36	4,93	5,49	6,04	6,58	7,10	8,11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
57	-	4,00	4,62	5,23	5,83	6,41	6,99	7,55	8,63	9,67	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60	-	4,22	4,88	5,52	6,16	6,78	7,39	7,99	9,15	10,26	11,32	12,33	13,29	14,21	15,88	-	-	-	-	-	-	-	-
63,5	-	4,48	5,18	5,87	6,55	7,21	7,87	8,51	9,75	10,95	12,10	13,19	14,24	15,24	17,09	18,74	-	-	-	-	-	-	-
70	-	4,96	5,74	6,51	7,27	8,01	8,75	9,47	10,88	12,23	13,54	14,80	16,01	17,16	19,33	21,31	-	-	-	-	-	-	-
73	-	5,18	6,00	6,81	7,60	8,38	9,16	9,91	11,39	12,82	14,21	15,54	16,82	18,05	20,37	22,49	-	-	-	-	-	-	-
76	-	-	6,26	7,10	7,93	8,75	9,56	10,36	11,91	13,42	14,87	16,28	17,63	18,94	21,41	23,68	-	-	-	-	-	-	-
83	-	-	6,86	7,79	8,71	9,62	10,51	11,39	13,12	14,80	16,42	18,00	19,53	21,01	23,82	26,44	28,85	31,07	-	-	-	-	-
89	-	-	7,38	8,38	9,38	10,36	11,33	12,28	14,16	15,98	17,76	19,48	21,16	22,79	25,89	28,80	31,52	34,03	-	-	-	-	-
95	-	-	-	8,98	10,04	11,10	12,14	13,17	15,19	17,16	19,09	20,96	22,79	24,56	27,97	31,17	34,18	36,99	39,61	-	-	-	-
102	-	-	-	9,67	10,82	11,96	13,09	14,21	16,40	18,55	20,64	22,69	24,69	26,63	30,38	33,93	37,29	40,44	43,40	47,47	-	-	-
108	-	-	-	10,26	11,49	12,70	13,90	15,09	17,44	19,73	21,97	24,17	26,31	28,41	32,45	36,30	39,95	43,40	46,66	51,17	-	-	-
114	-	-	-	10,85	12,15	13,44	14,72	15,98	18,47	20,91	23,31	25,65	27,94	30,19	34,53	38,67	42,62	46,36	49,91	54,87	-	-	-
121	-	-	-	11,54	12,93	14,30	15,67	17,02	19,68	22,29	24,86	27,37	29,84	32,26	36,94	41,43	45,72	49,82	53,71	59,19	64,21	-	-
127	-	-	-	12,13	13,59	15,04	16,48	17,90	20,72	23,48	26,19	28,85	31,47	34,03	39,01	43,80	48,39	52,78	56,97	62,89	68,36	74,97	-
133	-	-	-	12,73	14,26	15,78	17,29	18,79	21,75	24,66	27,52	30,33	33,10	35,81	41,09	46,17	51,05	55,73	60,22	66,59	72,50	79,70	-
140	-	-	-	-	-	16,65	18,24	19,83	22,96	26,04	29,08	32,06	34,99	37,88	43,50	48,93	54,16	59,19	64,02	70,90	77,33	85,23	92,33
146	-	-	-	-	-	17,39	19,06	20,72	24,00	27,23	30,41	33,54	36,62	39,66	45,57	51,30	56,82	62,15	67,27	74,60	81,48	89,96	97,66
152	-	-	-	-	-	18,13	19,87	21,60	25,03	28,41	31,74	35,02	38,25	41,43	47,65	53,66	59,48	65,11	70,53	78,30	85,62	94,70	103,0
159	-	-	-	-	-	-	-	22,64	26,24	29,79	33,29	36,75	40,15	43,50	50,06	56,43	62,59	68,56	74,33	82,62	90,45	100,2	109,2
168	-	-	-	-	-	-	-	23,97	27,79	31,57	35,29	38,97	42,59	46,17	53,17	59,98	66,59	73,00	79,21	88,16	96,67	107,3	117,2
178	-	-	-	-	-	-	-	25,45	29,52	33,54	37,51	41,43	45,30	49,13	56,62	63,92	71,03	77,93	84,24	94,63	103,6	115,2	126,1
194	-	-	-	-	-	-	-	27,82	32,28	36,70	41,06	45,38	49,64	53,86	62,15	70,24	78,13	85,82	93,32	104,2	114,6	127,8	140,3

Anexa 6.1 - continuare

Tabelul 6.6.2. Țevi din oțel fără sudură, laminate la cald pentru construcții - extras din STAS 404

Diametrul exterior [mm]	Grosimea peretelui [mm]																					
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36
	Masa liniară [kg/m]																					
219	-	-	-	-	-	-	-	31,52	36,60	41,63	46,61	51,54	56,43	61,26	70,78	80,10	89,23	98,15	106,9	119,6	131,9	147,6	162,5
245	-	-	-	-	-	-	-	-	-	46,76	52,38	57,95	63,48	68,95	79,76	90,36	100,8	111,0	121,0	135,6	149,8	168,1	185,6
273	-	-	-	-	-	-	-	-	-	52,28	58,60	64,86	71,07	77,24	89,42	101,4	113,2	124,8	136,2	152,9	169,2	190,2	210,4
299	-	-	-	-	-	-	-	-	-	57,41	64,37	71,27	78,13	84,93	98,40	111,7	124,7	137,6	150,3	168,9	138,8	210,7	233,5
324	-	-	-	-	-	-	-	-	-	62,34	66,92	77,44	84,91	92,33	107,3	121,5	135,8	149,9	163,9	184,3	204,4	230,4	255,7
356	-	-	-	-	-	-	-	-	-	68,66	77,02	85,33	93,59	101,80	118,8	134,2	150,0	165,7	181,2	204,1	226,5	255,7	284,1
377	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	90,51	99,29	108,02	125,3	142,4	159,4	176,1	192,6	217,0	241,0	272,3	302,7
406	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	116,6	135,3	153,9	172,2	190,4	208,3	234,9	261,0	295,2	328,5
419	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	120,5	139,8	159,0	178,0	196,8	215,4	242,9	270,0	305,4	340,0
426	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	122,5	142,2	161,8	181,1	200,3	219,2	247,2	274,8	310,9	346,3
457	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	131,7	153,0	174,0	194,9	215,5	236,0	266,3	296,2	335,4	373,8
470	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	135,5	157,4	179,1	200,7	222,0	243,1	274,4	3105,2	345,7	385,3
508	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	146,8	170,6	194,1	217,5	240,7	263,7	297,8	331,5	375,6	419,1
521	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	150,6	175,0	199,3	223,3	247,1	270,7	3105,8	340,4	385,9	430,6

OBSERVATII:

- De comun acord între părți, se pot fabrica țevi și cu alte valori ale diametrului sau grosimii peretelui.
- Dimensiunile de țevi menționate se execută în mod curent.
- Diametrele pentru care sunt cunoscute pierderile de sarcină liniare se găsesc în zona încadrată.



I. Instalații de încălzire

Capitolul 7

Gestiunea energiei termice în instalațiile de încălzire



7.1. Recomandări privind necesitatea gestiunii energiei termice

Gestiunea energiei produse și consumate în instalațiile termice a apărut ca urmare a dezvoltării continue a tehnologiilor, a posibilităților de măsurare, a analizei și interpretării rezultatelor, precum și a posibilităților de acționare rapidă asupra elementelor instalațiilor, în vederea conectării și chiar a reabilitării acestora.

Studiile și cercetările din ultimile decenii au fost axate pe problemele prioritare privind o nouă orientare față de energetica construcțiilor și anume:

- reducerea consumurilor de energie la construcțiile vechi, luând o serie de măsuri din punct de vedere tehnic și economic;
- adoptarea de măsuri pentru construcțiile noi, măsuri ce vizează economia de energie, concomitent cu creșterea de confort;
- creșterea siguranței în exploatare și reducerea gradului de poluare a mediului.

Economii însemnate de energie au loc atunci când gestiunea energiei, respectiv, gestiunea tehnică este urmărită ca un proces continuu.

Gestiunea energiei într-o clădire este absolut necesară deoarece ea cuprinde, în general, probleme ca:

- studiul și evaluarea energetică a clădirii;
- lista măsurilor necesare a fi luate în considerare pentru economisirea energiei, ținând cont de rezultatele evaluărilor energetice anterioare;
- punerea de urgență în practică a măsurilor luate printr-o planificare riguroasă;
- testarea și verificarea rezultatelor, respectiv, economia de energie realizată.

7.2. Etapele și ciclul gestiunii energiei

Atât pentru o clădire nouă, cât mai ales pentru o clădire supusă reabilitării, trebuie, din timp, analizate, studiate și coordonate soluțiile care permit a realiza economia de energie.

Etapele și ciclul gestiunii energetice sunt prezentate în tabelul 7.2.1.

În prima fază, când se face bilanțul și analiza energetică, trebuie:

- evaluată complet construcția, respectiv, caracteristicile fizice ale anvelopei: pereți, ferestre, uși, planșee etc;
- analizate consumurile de energie în instalații (încălzire, ventilare, climatizare, electrice etc);
- întocmită lista măsurilor ce vizează economia de energie; în funcție de costuri se stabilesc categorii: foarte reduse, moderate (simple modernizări), ridicate (modernizări de ansamblu pe părți de construcții și instalații).

În faza a doua, odată cu execuția lucrărilor, se cere un plan de lucru care ține seama de:

- programul de întreținere a anvelopei și instalațiilor din clădire;
- programul de reparații și ameliorare;
- modificările prevăzute a se face în construcție;
- eșalonarea lucrărilor mari care includ transformări ale clădirii, respectiv, ale instalațiilor;
- disponibilități privind resursele financiare.

Ultima fază, „Controlul rezultatelor", considerată esențială, permite a controla prin măsurări rezultatele și a adopta programul în continuare, în funcție de informațiile primite.

Cu titlu de exemplu, lista elementelor din programul de reabilitare este următoarea:

- măsurarea consumurilor și

Tabelul 7.2.1. Etapele și ciclul gestiunii energiei

Faza	Ce se urmărește	Mod de realizare
Bilanț și analiză	- Natura energiei consumate	- energie termică: combustibili clasici, conversia energiei neconvenționale - energie electrică: de la rețeaua electrică; generator propriu
	- Consumul de energie	- contorizare: energie termică, energie electrică - calculat pe bază de bilanț - centralizat: tabelar, calculator
	- Utilizarea energiei	- nevoi gospodărești: încălzire, ventilare, apă caldă de consum - nevoi industriale: procese tehnologice
	- Bilanțul energetic	- bazat pe măsurători - se face pe întregul sistem (sursă, rețea de distribuție, consumator) - se stabilește randamentul instalației
	- Soluțiile vizând economia de energie	- simulări pe calculator pentru: * construcție (anvelopa) * instalație (sursa, rețeaua, consumatorul)
	- Costul lucrărilor de implementare a soluțiilor	- cheltuieli de investiții (construcții + instalații) - cheltuieli de exploatare (consum de energie, consum de combustibil)
Execuția lucrărilor	- Eșalonarea lucrărilor după importanță	- stabilirea unui deviz estimativ - disponibilități financiare - alegerea echipei de lucru
	- Înlăturarea greutăților apărute pe parcurs	- procurarea de materiale - furnizarea la timp a utilajelor - reducerea cheltuielilor neprevăzute
	- Terminarea cât mai rapidă a lucrărilor	- utilizarea de module prefabricate - aplicarea de tehnologie modernă
Controlul rezultatelor	- Măsurarea consumurilor reale	- măsurări pe o perioadă dată (lună, trimestru, an) - utilizare de aparatură modernă cu citire directă și înregistrare - compararea datelor obținute cu cele din faza de bilanț și analiză - măsuri de corectare

stabilirea costurilor;
- înregistrarea condițiilor meteorologice;
- înregistrarea modificărilor survenite și bilanțul energetic total ca urmare a aporturilor de căldură din interior sau exterior;
- înregistrarea modului de ocupare și utilizare a clădirii;
- modul de răspuns al ocupanților față de confortul termic;
- înregistrarea energiei economisite și măsurile de evidențiere;
- înregistrarea lucrărilor de întreținere a echipamentului instalațiilor.

Urmare a controlului și a rezultatelor obținute se va putea decide asupra căror elemente trebuie să se acționeze.

7.3. Contabilitatea energetică

Reprezintă analiza sistematică a consumurilor și a costurilor de energie în vederea utilizării lor cât mai bine în clădiri. Trebuie să se știe cu multă precizie unde este utilizată, în ce cantitate și cu ce finalitate.

Consumul de energie al unei clădiri depinde de o serie de factori, ca de exemplu:
- condiții climatice interioare;
- concepția, compunerea, calitatea și starea anvelopei;
- infiltrațiile prin neetanșeități;
- eficacitatea sistemelor de încălzire, ventilare și climatizare;
- întreținerea și exploatarea echipamentelor sistemelor de instalații;
- modul de utilizare și ocupare a spațiului în clădire.

Pentru a da sens contabilizării energetice este necesar ca datele obținute din măsurări (consumurile) să fie comparate cu datele anterioare măsurilor de reabilitare executate.

Cu ajutorul contabilizării energiei se poate:
- urmări, lună de lună, evoluția consumurilor;
- controla continuu facturile înaintate de furnizorii de energie (electrică, termică etc);
- asigura posibilitatea comparării cifrelor recente cu cele din anii anteriori, trăgând concluziile ce se impun asupra măsurilor luate și implementate;
- calcula indicele de consum energetic [MJ/m²]; [Gcal/m²]; [kWh/m²] pe fiecare lună, respectiv pentru o perioadă dată;
- permite utilizarea unui sistem de informații la diverse niveluri în funcție de importanța datelor obținute.

7.4. Indicele de consum energetic

Calculul indicelui de consum energetic (ICE) se poate face:
- manual, pe baza datelor centralizate sub formă de tabele;
- automat, pe calculator, toate datele fiind înmagazinate în memoria calculatorului și prelucrate ca atare.

Pentru exemplificare, se va apela la varianta de calcul manual, pentru care, în tabelul 7.4.1 a, sunt prezentate părțile componente necesare pentru calculul ICE exprimat în kWh/m²·an.

Se poate calcula consumul energetic în fiecare lună de exploatare a clădirii pentru fiecare sursă de energie utilizată. Pentru a putea stabili consumul real de energie este necesar a aduce la același numitor comun consumurile de energie, fapt pentru care în coloana intitulată „consum real" (tab. 7.4.1 b) sunt trecute consumurile anuale ale fiecărei surse de energie, după care se multiplică cu factorul de corecție „x", rezultând în final consumul în kWh/m².

Se consideră ca factor de bază energia electrică care are x = 1 obținându-se, pentru celelalte surse de energie, valorile indicate în tabel. În final se calculează ICE raportând întregul consum la suma suprafețelor pardoselilor (tab. 7.4.1 c).

Se compară acest indice (ICE) cu normele în vigoare, rezultând:
- economia de energie rezultată (ca urmare a măsurilor, respectiv, a soluțiilor adoptate);
- posibilități de noi intervenții pentru reducerea în continuare a consumului de energie;
- depășiri ale consumului normat, ceea ce dovedește că măsurile și soluțiile adoptate nu corespund realității

7.5. Influența factorilor de utilizare a unei clădiri asupra consumurilor energetice

În practică consumurile de energie suferă fluctuații datorită unei serii întregi de factori care influențează aceste consumuri. Cel mai adesea, aceste variații de consum apar la clădirile terțiare datorită:
- superficialității ocupării spațiilor;
- numărului de ore de utilizare a spațiilor;
- schimbărilor care au loc în destinația încăperilor.

S-a căutat găsirea unei metode simple și eficace care să țină seama, pe cât posibil, de toate schimbările care au loc în timpul unui an și care să poată, totuși, da posibilitatea folosirii raționale a energiei.

Metodele se bazează pe date sintetice corespunzătoare fiecărui tip de clădire (birouri, spații comerciale etc) și pe un program de simulare pe calculator. Un astfel de program este BESA (Building Energy System Analysis) special conceput pentru a simula consumurile energetice. Acesta dă posibilitatea de a evalua gradele de sensibilitate a diverșilor factori în ansamblul general de desfășurare a fluxului tehnologic. Factorii utilizați țin seama de tipul clădirii și ei sunt puși direct în legătură cu sistemele de instalații care consumă energie, de care sunt influențați și pe care-i influențează.

Factorii care afectează consumurile de energie sunt, în general, următorii:

Tabelul 7.4.1 a

	Gaze naturale		Păcură(1)*		Păcură(2)*		Electricitate	
Luna	Cantitate [m³]	Cost [lei]	Cantitate [l]	Cost [lei]	Cantitate [l]	Cost [lei]	Cantitate [kWh]	Cost [lei]
Ianuarie : Decembrie								
TOTAL								

* - Calități diferite de păcură: 1 - H_{ci} = 41 800 kJ/kg
2 - H_{ci} = 39 700 kJ/kg

Tabelul 7.4.1 b

	Consum real
Sursa de energie	consumul * factorul de conversie x = consum [kWh/an]
Gaze naturale	consumul * 9,95 =
Păcură (1)	consumul * 11,60 =
Păcură (2)	consumul * 11,30 =
Electricitate	consumul * 1,00 =
TOTAL	TOTAL =

* $x = H_{ci}/3\,600$; ex: $x_{(1)} = 41\,800/3\,600 = 11{,}6$ kWh/kg

Tabelul 7.4.1 c

Indicele de consum energetic (I.C.E.)

$$ICE = \frac{\sum \text{Consumurilor de energie reale}}{\sum \text{Suprfețelor pardoselii}} \quad [\text{kWh/an}\cdot\text{m}^2]$$

a. timpul de ocupare a clădirii, care variază de la o clădire la alta în funcţie de destinaţia acesteia (birou, complex comercial, bancă etc). Numărul de ore dintr-o zi influenţează destul de mult consumul de energie. Cât timp personalul este în activitate, în clădire trebuie asigurate condiţiile de confort, dar odată cu părăsirea clădirii, se impune reducerea consumului de energie prin oprirea parţială a unora dintre instalaţii (iluminat, încălzire, ventilare etc). Din datele statistice, pentru clădirile terţiare, a rezultat că se poate conta pe următorii coeficienţi de corecţie a consumului de energie, astfel:

- 8 % pentru o variaţie de 10 ore/săptămână în ocuparea spaţiului din clădire, pentru cazul în care nu există instalaţie de climatizare;
- 9 % pentru aceleaşi condiţii, dar cu instalaţie de climatizare.

b. gradul de ocupare a clădirii deoarece cu cât numărul ocupanţilor pe unitatea de suprafaţă este mai redus, cu atât şi consumul de energie este mai redus şi invers. Studiile au arătat că la fiecare variaţie de 10 % în gradul de ocupare a spaţiului, va antrena o variaţie de:

- 3 % a consumului unitar anual de energie, pentru clădirile neclimatizate;
- 4 %, pentru clădirile climatizate.

c. destinaţia clădirii, întrucât consumurile unitare de energie depind de gradul de utilare (echipare) a clădirii. Statisticile au arătat că, pentru clădirile terţiare, factorul de corecţie poate fi luat între 4...5 %, pentru fiecare variaţie de 10 % a suprafeţei ocupate.

d. numărul de grade-zile este factorul care influenţează consumul de energie pentru încălzire, ventilare, climatizare, depinzând de condiţiile climatice din zona în care se află clădirea, precum şi de temperatura interioară medie a clădirii. În STAS 4839 sunt date duratele şi de temperaturile medii anuale ale perioadei de încălzire „Z" pentru principalele localităţi din ţară. Tot din date statistice, coeficientul de corecţie care afectează consumul unitar de referinţă poate fi luat de 1 % pentru fiecare variaţie de 5 % a numărului de grade-zile.

e. forma de energie utilizată pentru încălzire, respectiv, pentru preparare apă caldă de consum este diferită de la caz la caz. În general, se utilizează ca sursă de energie primară: gazele naturale, păcura şi energia electrică. Considerând că energia electrică are eficienţă de 100 %, gazele naturale şi combustibilul lichid pot fi considerate cu eficienţă de 75 %, rezultând valoarea coeficientului de corecţie 0,25.

Sistematizarea celor menţionate anterior cu privire la factorii care afectează consumurile de energie este făcută în tabelul 7.5.1.

7.6. Asistenţa tehnică la elaborarea lucrării privind gestiunea energiei

Pentru asigurarea asistenţei tehnice este necesar a se apela la:

- societăţi specializate în gestiunea energiei;
- furnizori de produse destinate gestiunii energiei;
- asociaţii profesionale de specialitate;
- ingineri consultanţi de specialitate;
- auditori energetici.

Soluţionarea problemei gestiunii energiei, pentru o clădire dată, trebuie să fie rezultatul unui studiu aprofundat şi al unor studii şi cercetări efectuate, pe cât posibil, de colective largi de specialitate.

De aceea, trebuie să se aibă în vedere:

- capacitatea profesională a echipei de lucru;
- referate de la beneficiari privind calitatea lucrărilor executate;
- garanţia calităţii lucrărilor executate;
- programul de elaborare a lucrării;
- valoarea lucrării şi modul de plată.

7.7. Finanţarea programelor de gestiune a energiei

Modurile de finanţare posibile sunt:

a - bugetul de exploatare care cuprinde, în general, numai cheltuielile de exploatare, la care se pot include şi costurile legate de gestiunea energiei;

b - bugetul echipamentului tehnic care cuprinde cheltuielile pentru aprovizionarea cu echipament performant, dând astfel posibilitatea amortizării rapide a investiţiilor, prin economia de energie realizată;

c - sistemul de CREDIT - BAIL, prin care se pot finanţa echipamentele destinate economiei de energie. Sistemul nu antrenează eforturi financiare imediate, dar impune plata lunară a cotei părţi pe o perioadă cât mai lungă. În figura 7.7.1 este prezentat fluxul financiar al sistemului CREDIT - BAIL.

Din analiza fluxului financiar se observă că el este pozitiv pe toată perioada contractului, întrucât valoarea ratelor lunare este inferioară celei datorate economiilor de energie. De asemenea, contractul CREDIT - BAIL poate să comporte clauze prin care furnizorul de echipament se angajează să facă economie de energie, a cărei valoare să fie superioară celei datorate ratei lunare. Acest gen de clauză este o soluţie curentă şi ea poate fi rezolvată prin două tipuri de contracte:

- locaţie-achiziţie, prin care cumpărarea echipamentului se face cu multă atenţie;
- locaţie-exploatare, în care caz contractul este de serviciu, unde persoana care dă cu chirie rămâne proprietar pe echipament având în vedere dispoziţiile specifice care prevăd cumpărarea la expirarea contractului.

d - contracte de „service" care permit finanţarea costului proiectului prin economiile de energie realizate ca urmare a măsurilor luate prin reducerea costurilor de exploatare.

Societatea de „service" se însărcinează să realizeze, în totalitate, proiectul şi anume:

- studiul de fezabilitate;
- proiectul de execuţie;
- achiziţionarea şi montarea echipamentului;
- formarea personalului de specialitate;
- întreţinerea instalaţiilor executate;
- urmărirea şi controlul rezultatelor.

Societatea de „service" furnizează capitalul, mâna de lucru şi realizează lucrarea. În contrapartidă, ea împarte economiile de energie pe timpul unei părţi din contract a cărei durată se situează de regulă între 3 şi 7 ani.

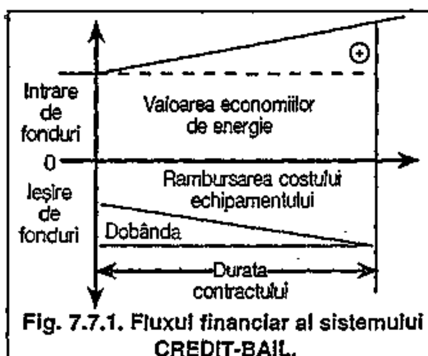


Fig. 7.7.1. Fluxul financiar al sistemului CREDIT-BAIL.

Tabelul 7.5.1. Factorii de corecţie ai consumului de energie		
Factorii	Clădirea nu este climatizată	Clădirea este climatizată
Timp de ocuparea a clădirii	± 8 % pentru 10 ore/săptămână	± 9 % pentru 10 ore/săpt.
Gradul de ocupare a clădirii	± 3 % pentru 10 %	± 4 % pentru 10 %
Tipul clădirii	± 4...5 % pentru 10 %	
Număr de grade zile	± 1 % pentru 5 %	
Forma de energie	± 25 % pentru consumul de încălzire	

Pentru gestiunea tehnică a clădirii, contractul de „service" prezintă trei mari avantaje:
- beneficiarul nu participă cu nici un capital;
- se reduc la minimum riscurile unor eventuale nereguli în realizarea proiectului, în execuția lui și în economia de energie;
- permite transferul de tehnologie, de modernizare și asigură formarea unor specialiști în domeniu.

Beneficiarul, prin acest contract, este sigur că executantul va realiza economiile de energie din care el își extrage cheltuielile aferente și, în același timp, asigură condițiile de confort din clădire în conformitate cu cele stipulate în contract.

Se disting trei tipuri de contract de service:

- de partaj, de economii de energie, care are o durată fixă și prevede achitarea anuală la societatea de „service" a unui procentaj din economiile realizate;
- asimilabil de împrumut, în care investițiile făcute sunt asimilabile cu un împrumut rambursabil prin economiile de energie realizate în timpul contractului;
- de tip „încălzire" în care societatea de „service" achită ea însăși facturile furnizorului de energie și deschide anual un cont al clădirii ca fiind un procent din consumul de energie în anul de referință.

Pe termen lung contractele de „service" prezintă avantajul de a furniza o soluție globală.

7.8. Evaluarea măsurilor de gestiune energetică

Când se face evaluarea măsurilor (soluțiilor) ce vizează gestiunea energetică este important a:

- studia clădirea și sistemele de instalații ca un tot unitar;
- evita soluțiile care nu pot fi implementate sau sunt greu de realizat;
- cunoaște foarte bine factorii care influențează cel mai mult consumurile de căldură;
- anvizaja posibilitatea de a pune în execuție, în același timp, și alte lucrări, în paralel, cu cele în curs de elaborare;
- acționa asupra cauzelor care duc la pierderi mari de energie și, mai puțin, asupra recuperării energiei pierdute;
- evalua costurile și durata de amortizare a soluțiilor în funcție de destinația și importanța clădirii;
- lua ca bază de plecare pentru proiectare, recomandările unui studiu care stabilește, în funcție de fiecare tip de aplicație, configurația sistemului de gestiune energetică, principalele aspecte ce trebuie cuprinse în proiectare, asigurându-se astfel continuitatea în proiectare, evitarea duplicării sistemului, scurtarea fazelor de proiectare, reducerea costurilor;
- ține seama de caracteristicile proprii tuturor strategiilor de control care includ:
  - transferul rapid între toate modurile de operare manual-automat;
  - utilizarea automatizărilor;
  - alarmarea la detectarea greșelilor de transmitere a datelor;
  - limitarea accesului operatorilor pentru prevenirea comenzilor inadecvate;
  - predefinirea acțiunii de control în cazul pierderilor în procesul de măsurare;
  - prevederea de interblocări pentru asigurarea unei funcționări mai sigure.

Studiul preliminar cuprinde, în primul rând, o analiză a procesului cu factorii de risc economici, siguranța în funcționare, principiile generale de funcționare a sistemului de control și managementul situațiilor excepționale.

Ca factori de risc se analizează: parametrii critici de proces, disfuncționalitățile utilajelor, greșelile de exploatare, greșelile în operarea pe calculator. În ceea ce privesc situațiile excepționale ce ar putea apare se pot menționa: întreruperi de proces, defectarea echipamentelor, a aparatelor de reglare și transmitere a parametrilor, întreruperea alimentării cu energie electrică.

De asemenea, studiul preliminar mai cuprinde planificarea unui model de proces ierarhizat, subdivizat pe subprocese, estimându-se rolul fiecărei entități în realizarea ansamblului. Subprocesele se divizează pe diferite niveluri de prioritate, în funcție de perturbația pe care acestea o pot introduce în proces.

Odată stabilite funcțiile de control, în concordanță cu subprocesele procesului tehnologic, este posibilă definirea cerințelor necesare pentru modulele de control. În acest fel se utilizează rezerve doar în locurile strict necesare procesului, în rest, folosindu-se modurile alternative de operare și rezervele naturale ale procesului.

7.9. Concepția sistemului de gestiune tehnică a unei clădiri

Sistemul (fig. 7.9.1) cuprinde o serie de elemente funcționale pe verticală:
- gestiunea tehnică;
- automatizarea;
- echipamentul și alte componente specifice instalației de încălzire;
- sursa termică;
- punctul de distribuție a căldurii;
- distribuția;
- consumatorul (utilizatorul).

Elementul funcțional „Gestiunea Tehnică" cuprinde, în principal, funcțiile logice care prelucrează și prezintă informațiile primite din instalație.

Gestiunea tehnică poate fi realizată automat prin mijloace locale de comunicare sau prin telecomunicații utilizând rețeua locală sau rețeua publică.

Rolul gestiunii constă în:
- centralizarea informațiilor utile exploatării instalației;
- realizarea interfeței cu utilizatorii sistemului și, în particular, prezintă date asupra instalației:
  - datele sau rezultatele calculelor și modul cum sunt ele prezentate (grafice, diagrame etc);
  - memorizarea lor, dacă este cazul;
  - bilanțurile energetice;
  - durata de funcționare a diverselor componente ale instalației;
- realizarea automatizării, cu caracter general, a unor părți ale instalației în funcție de rezultatele globale;
- analiza judicioasă a nevoilor de informații în funcție de:
  - personalul care le utilizează;
  - organizarea și exploatarea instalației.

Gestiunea energiei în instalațiile de încălzire se poate realiza utilizând sistemul Gestiunii Tehnice a Clădirii sau cel de Telegestiune.

Gestiunea Tehnică a Clădirilor se definește ca un ansamblu de servicii asigurate prin sisteme automatizate care pot fi conectate între ele precum și la rețelele interne sau externe de comunicație, cu scopul de a asigura cele mai bune servicii, la costurile cele mai scăzute.

Telegestiunea este sistemul cel mai modern de management al clădirilor și cuprinde o serie de sfere de activitate, cu diverse moduri de acțiune și domenii de extindere (fig. 7.9.2). Telegestiunea realizează atât siguranța și optimizarea funcțiilor tehnice cât și girarea serviciilor administrative (de ex: facturări, baze de date statistice și economice) de la distanță.

Gestiunea în sistemele de producere a căldurii constituie un element determinant al bilanțului performanțelor (consumuri, disponibilitate, calitate etc).

7.9.1. Funcțiile gestiunii energetice

Principalele funcții ale gestiunii energetice cu rol de a detecta, controla, programa, analiza și acționa pentru asigurarea unei funcționări economice, cu un spor de siguranță al echipamentelor tehnice și a securității și confortului utilizatorului sunt:
- reglare = păstrarea unei mărimi, reglate la valoarea precisă;

- programare = modificarea, în funcție de timp, a nivelului de reglare a unei mărimi;
- optimizare = găsirea unei comenzi în funcție de mai multe mărimi sau restricții pentru asigurarea costului minim de exploatare;
- delestare = oprirea unui echipament în momentul care ar putea antrena un scurtcircuit;
- securitate = acționarea în vederea evitării prejudiciilor ce pot fi aduse echipamentelor, bunurilor sau persoanelor;
- contorizare, repartizarea cheltuielilor = contabilizarea energiei pentru urmărirea consumurilor, facturarea, repartizarea echitabilă a cheltuielilor între beneficiarii unei instalații colective.

Ansamblul de servicii asigurate prin ...licarea Gestiunii Tehnice a Clădirii sau telegestiunii, la nivelul unei zone sau a unui întreg oraș, concură, în general la:

- asigurarea confortului și securității utilizatorului, precum și a condițiilor optime de funcționare pentru aparatele și procesele sistemului asupra căruia se aplică;
- asigurarea gestiunii cheltuielilor de exploatare și administrative ale sistemului.

Organizarea sistemelor de gestiune a energiei grupează un număr mare de bucle de reglare, vehiculează un volum mare de date preluate, înmagazinate și prelucrate, zone de comunicare care cer o structură clară și bine definită. Concepția sistemului trebuie să fie modulară, astfel încât să poată răspunde necesităților de extindere a serviciilor oferite și să fie ușor adaptabilă la evoluția tehnologică. Sistemele actuale realizează o arhitectură „deschisă" în care volumul de date este repartizat pe unități locale care asigură, în zona lor geografică, controlul și funcționarea optimă a echipamentelor.

7.9.2. Arhitectura sistemelor de Gestiune Tehnică a Clădirilor

Concepția unui sistem de gestiune a energiei presupune o structură ierarhizată, pe niveluri de funcționare, operând în corelație, cărora le corespund niveluri de decizie.

Arhitectura ierarhizată a sistemului se poate diviza pe următoarele patru niveluri funcționale:

1. Nivelul echipamentelor - al instalațiilor tehnice de gestionat (cazane, pompe, vane etc).

La acest nivel, procesul de producție este divizat pe subprocese de producție. Toate informațiile culese de la acest nivel sunt transmise la nivelul următor. O concepție și o întreținere corectă a echipamentelor permit și o gestiune cu bune rezultate.

2. Nivelul automatizărilor locale - cuprinde automatizarea funcțiilor instalațiilor, asigurând comenzile și reglările echipamentelor locale. În plus, este însărcinat cu achiziționarea și realizarea măsurilor locale: programare, optimizare etc. Ansamblul acestor informații este supervizat la nivelul următor, al controlului central (gestiunii tehnice) de unde subprocesele sunt coordonate și monitorizate, asigurând funcționarea instalațiilor și transmiterea indicațiilor privind eventualele modificări de funcționare.

Sunt asigurate: gestiunea cazanelor în cascadă, reglarea sarcinii în funcție de temperatura exterioară, optimizarea intermitențelor, permutarea pompelor în funcționare. În ultimul timp s-a asigurat în cvasitotalitate automatizarea prin unități locale pentru ameliorarea fiabilității instalațiilor. În cadrul nivelului automatizări locale, reglarea în primul rând, nu poate fi concepută și nu se pot asigura funcțiile specifice acestui nivel - optimizarea - decât dacă echipamentele termice și hidraulice sunt rentabile.

3. Nivelul gestiunii tehnice - permite regruparea în unul sau mai multe puncte a informațiilor provenind de la nivelul automatizărilor locale, de a le arhiva, în locul dedicat al schemei logice, pentru facilitarea exploatării lor. În funcție de dimensionarea instalației schema logică poate pleca de la structuri simple (ex: alarmarea pe un pager) până la realizarea panourilor sinoptice ale instalației, calculul bilanțurilor energetice și financiare etc.

Gestiunea tehnică, prin procedurile utilizate, asigură transmiterea informațiilor de la un post central amplasat în clădire sau la distanță.

4. Nivelul utilizării - legături spre rețeaua informatică de gestiune.

La acest nivel informațiile și mijloacele de comandă sunt utilizate de serviciul de exploatare - cel ce gireaza și întreține instalația - incluzând domeniile administrației, proiectării, planificării-dezvoltării. El permite exploatatorului supravegherea consumurilor energetice în timp real. Pe plan tehnic se definește cine va avea acces la acest sistem și până la ce nivel, accesul făcându-se prin parole.

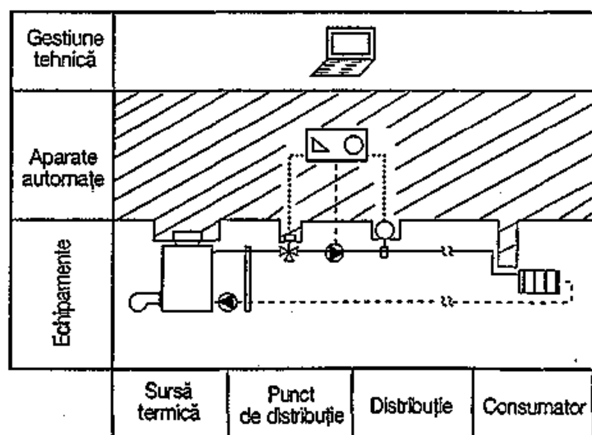


Fig. 7.9.1. Elementele componente ale sistemului de gestiune tehnică a unei clădiri.

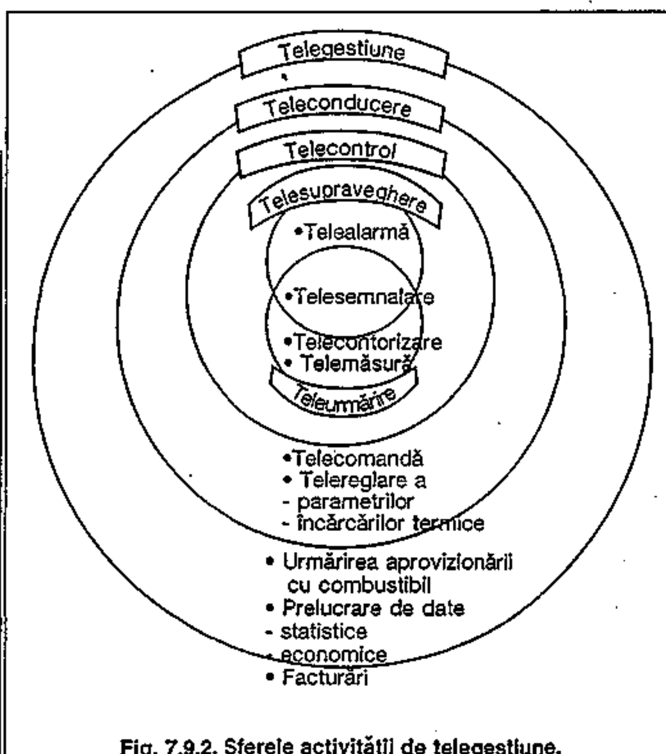


Fig. 7.9.2. Sferele activității de telegestiune.

7.9.3. Niveluri de decizie

Straturilor ierarhizate ale structurii de gestiune a energiei le corespund Niveluri de decizie denumite și stații de dispecerizare.

1. Nivelul dispeceratului central - concentrează toate datele primite prin intermediul dispeceratelor locale, de la senzorii implantați în tot sistemul.

Dispeceratul central, pe baza datelor primite, necesare controlului, supravegherii și transmiterii de noi comenzi de acționare (control-comandă) din câmp, supervizează global și optimizează funcționarea întregului proces tehnologic.

Datele energetice trebuie transmise zilnic, periodic, unității centrale pentru a putea evalua starea sistemului și a revizui strategia de control. Toate alarmele, anomaliile sunt transmise prin intermediul mijloacelor de telecomunicație de la dispeceratele de zonă la unitatea centrală unde dispecerul inițiază ordinele de funcționare.

2. Nivelul dispeceratului de zonă - conduce și supraveghează informațiile primite de pe o anumită arie geografică, de la una sau mai multe surse energetice. El corespunde nivelului funcțional al reglării repartizate.

Fluxul informațional se realizează prin intermediul substațiilor locale, automatelor programabile, care au inserate modeluri de transmitere a datelor achiziționate de senzorii din câmp.

3. Nivelul sursei energetice - (în cazul alimentării cu căldură de la o centrală termică sau punct termic) achiziționează în mod direct toate datele preluate de la echipamentul automatizat ce supraveghează și acționează pentru buna funcționare a sistemului fizic. Sistemul de exploatare a substației permite o utilizare multifuncțională. Funcțiile standard programate sunt funcții de bază care asigură supravegherea, detecția, eșantionarea tuturor punctelor racordate, putând fi efectuate autonom de unitățile periferice. Doar alarmele sau anomaliile cer supravegherea dispeceratului central. În acest mod, inteligența artificială a unității centrale nu este supraîncărcată inutil.

Se acordă o atenție specială interfețelor dintre niveluri, ca în cazul tuturor sistemelor informatice și de telecomunicații: puncte de conectare între aparate, rețele de comunicație, interfață om-mașină.

7.9.4. Organizarea sistemelor de gestiune a energiei pentru încălzire la nivelul localității

Sistemul fizic asupra căruia se implementează Telegestiunea este un ansamblu de elemente materiale sau imateriale, influențându-se reciproc, cu scopul de a controla și comanda un sistem în vederea optimizării continue a funcționării lui. Sistemul energetic nu este izolat, el aflându-se în interacțiune și cu exteriorul. Dispozitivul de comandă primește date din:

- exterior, despre influența mediului asupra sistemului;
- interior, asupra stării sistemului.

Este de notat că prezența exclusivă a fluxului informațional de tip extern realizează ceea ce este cunoscut sub denumirea de „reglare în buclă deschisă", în timp ce prezența fluxului de informații intern conduce la realizarea unei „reglări în bucle închise".

Intervenția umană se manifestă prin:

- alegerea tehnologiei sau a parametrilor vis-a-vis de însăși concepția dispozitivului de comandă-control;
- inserarea în cadrul schemei și punerea în funcțiune a aceluiași dispozitiv.

Realizarea unei scheme fiabile pentru sistemul de gestiune energetică impune anumite exigențe:

- dotarea cu echipamente performante, fiabile, de control-comandă și transmitere a datelor;
- selectarea punctelor în care se face preluarea parametrilor necesari analizei stării sistemului și stabilirea parametrilor inițiali în scopul dotării minime necesare de echipament;
- folosirea la nivelurile coborâte, cele mai apropiate de sistemul fizic, de reglări cu acționări simple, în schimb la nivelurile superioare, reglări mai complexe, ce impun o gamă mai largă de informații;
- eliminarea erorilor accidentale transmise de senzorii din sistemul fizic sau parazitate prin sistemul de transmisie;
- utilizarea regulatoarelor digitale, capabile să efectueze numeroase operații (filtrare, amplificare etc);
- exploatarea sistemului în timp real pentru informarea promptă a utilizatorului;
- interfața operator trebuie să fie sigură, ușor de utilizat și inteligentă;
- efectuarea unei analize anterioare proiectării, care să înlăture paralelismele în automatizarea sistemului.

Conducerea ansamblului unui proces sau gestionarea a mai multor procese funcționând frecvent în paralel o ierarhizare a mecanismelor de control-comandă.

7.9.5. Echipamentul nivelului de decizie

Sistemul Gestiunii Tehnice a Clădirii, ca și cel de Telegestiune, se compune din echipamente produse sau procedee materiale sau logice, destinate funcțiilor de gestiune, securitate, control-comandă și întreținere a procesului fizic (ex. alimentarea cu căldură). Toate aceste materiale și echipamente constituie elemente ale sistemului destinate a fi interconectate la rețele interne sau exterioare (publice).

Echipamentele utilizate în realizarea sistemului Gestiunii Tehnice a Clădirii și de Telegestiune, după locul ocupat în structura piramidală, ierarhizată, se împart în:

- echipamente locale de achiziție și transmisie date;
- echipamente de achiziție, transmisie, control-comandă aferente stațiilor locale de dispecerat;
- echipamente de achiziție, transmisie, control - comandă aferente dispeceratului central;
- rețeaua de comunicații aleasă;
- pachetul de programe atașat aplicației.

Pentru realizarea automatizării locale se utilizează aparate de măsură, control și comandă a parametrilor tehnologici, amplasate local, pe conductele și utilajele tehnologice (traductoare de presiune, senzori de vânt și însorire, contoare de debit și energie termică, robinete de reglare sau vane de închidere telecomandate etc).

Dispeceratele zonale pot supraveghea și controla unul sau mai multe puncte termice, una sau mai multe centrale termice dotate cu substații inteligente, permițând concentrarea de date la un prim nivel, prin intermediul interfețelor seriale de comunicați.

Minimum de echipament constă din:

- computer PC compatibil IBM;
- unitate interfață de comunicații:
  - telefonic, pe rețea tip BUS;
  - radio, pe rețea tip FIU;
- imprimantă de afișare a alarmelor și rapoartelor de servici;
- unitate de alimentare cu energie electrică de siguranță;
- pachetul de programe adoptat în funcție de aplicație, aceasta permițând comunicația în condiții de maximă siguranță cu substațiile și dispeceratul central.

Amplasarea punctului de dispecerat se face într-o încăpere lipsită de agenți corosivi.

Echipamentul dispeceratului central cuprinde la fel ca și al celui zonal:

- computer (ordinator) de gestiune completă, de sinteză a informațiilor primite de la dispeceratele de zonă;
- microcalculator PC compatibil IBM;
- două imprimante pentru:
  - tipărirea evenimentelor succesive;
  - alarme și testări (color);
- unitate de alimentare cu energie electrică de siguranță;
- interfață de comunicație incluzând ori stația radio, ori unitatea de apel telefonic;

- pachetul de programe atașat aplicației;
- schema sinoptică pentru supravegherea sistemului fizic.

Interfața de comunicație are funcția de a:
- realiza schimburile între dispeceratele zonale și cel central (full duplex);
- compune numere telefonice adecvate (la centrală sau instalații, cu respectarea procedurilor de transmitere);
- permite gestiunea simultană a substațiilor.

Sistemul de gestiune EXCEL 5000 (fig. 7.9.3 a și b), este realizat de firma HONEYWELL.

Sistemul de reglare numerică EXCEL EMC este destinat telegestiunii sistemelor cu clădiri disparate sau pentru o clădire izolată. Particularitatea lui constă în suplețea configurației-regulatoarele numerice putând funcționa autonom, pe un BUS local numit C-BUS, sau să fie gestionate de un post central.

Programul atașat aplicației se numește CARE, sistemul utilizând o „arhitectură deschisă", cu un limbaj de programare evoluat.

Sistemul EXCEL poate gira aplicarea reglării pentru: încălzire, climatizare, dar și pentru funcții de gestiune energetică (opriri-porniri optime ale instalației etc), control acces, avertizare incendiu etc. Concepția modulară permite sistemului să fie extins în funcție de necesitățile ulterioare ale utilizatorului. Se menționează că firma HONEYWELL oferă și o bună parte din echipamentul de automatizare: senzori de temperatură, presiune, organe de acționare, regulatoare analogice și digitale (compacte sau modulate) pentru reglarea instalațiilor de încălzire.

SAUTER realizează *sistemul de Gestiune Tehnică a Clădirii EY 2400* (fig. 7.9.4) capabil să se adapteze clădirilor de toate dimensiunile indiferent de complexitate. Echipamentul de monitorizare, control și comandă, partea de software, ca și echipamentul periferic de automatizare este produs de firmă.

Centrala de gestiune tehnică EY 2400 - LZ4/10, servește la controlul, comanda și optimizarea instalațiilor tehnice. Transmisia datelor se realizează în format V24/RS 232, viteza de transmisie este reglabilă de la 300 la 19.200 bauds, canalul de ieșire permite racordarea a 100 unități locale, cu posibilități de racordare a unui modul de extensie.

Centrala poate comunica cu unitățile periferice RSE/RSZ/MICOS, care au și posibilitatea funcționării autonome. Ele permit un sistem de exploatare performantă, bazat pe o bibliotecă software, cu module de reglare și automatizare. Pachetul de programe, atașat permite realizarea de tabele și scheme funcționale, listele atașate instalației fiind continuu reactualizate.

LANDIS & STAEFA realizează *sistemul de Gestiune Tehnică a Clădirii UNIGYR-VISONIC* (fig. 7.9.5). Sistemul VISONIC realizează gestiunea și supra-

Fig. 7.9.3. Sistemul de gestiune tehnică HONEYWELL - Excel 5000:
a - posibilități de gestiune cu o rețea EXCELNET;
b - automate programabile tip Excel 80, 100 și Excel 5000 - modulat.

Fig. 7.9.4. Sistemul de gestiune tehnică SAUTER-EY 2400:
1 - centrala de comandă EY 2400;
2 - monitor și calculator personal PC;
3 - substație compactă tip RSE;
4 - substație modulată tip RSZ.

Fig. 7.9.5. Sistemul de gestiune tehnică LANDIS & STAEFA - VISONI.
Automat programabil SYGMA GYR RVL 55 cu cartele de programare.

vegherea unei singure stații locale, a mai multora sau controlul la distanță al Gestiunii Tehnice a Clădirii, prin afișarea graficelor dinamice, reprezentând funcționarea instalațiilor, pe un display. Pachetul de programe poartă denumirea de COLBAS.

LANDIS & STAEFA pune la dispoziție atât echipamentul de automatizare periferic cât și regulatoarele SIGMAGYR RLV 55 „á la carte"; denumit astfel datorită noului concept de programare. Toate informațiile (date, reglări, valori) privind ansamblul instalațiilor de încălzire pot fi apelate și reglate cu ajutorul cartelelor de programare. Fiecare reglare și informație este explicitată clar, punct cu punct, pe cartele. Afișajul pe un ecran LCD (Licquid Cristal Display) permite obținerea unor informații coerente dintr-o privire.

Firma TELEMECANIQUE realizează sistemul de Gestiune Tehnică a Clădirii GENERTEL 77.

Sistemul de telegestiune GENERTEL 77 alătură performanțele automatului programabil TSX cu cele ale pachetului de programe atașat aplicației. Este destinat clădirilor de mare capacitate ca: centre comerciale, clădiri industriale, birouri. GENERTEL 77 este un sistem evolutiv care poate gira până la 6 000 informații pe 33 stații.

7.10. Sisteme de gestiune a instalațiilor de încălzire

7.10.1. Telegestiunea și telesupravegherea

Serviciile de gestiune trebuie să fie informate de tot ce se întâmplă în ansamblul instalației: de cantitatea de energie consumată, de starea de microclimă din încăperi, de modul cum funcționează echipamentul din dotarea instalațiilor etc.

În tabelul 7.10.1, spre exemplificare, sunt prezentate informațiile care au loc între serviciile tehnice și cele de gestiune.

Serviciile tehnice au obligația de a supraveghea întregul proces de preparare și distribuire a agenților termici la consumatori. Supravegherea se face prin telecomandă, fapt pentru care este numită telesupraveghere, punând la dispoziția tehnicienilor informațiile de care au nevoie. Telesupravegherea informează „în timp util" și permite posibilitatea intervențiilor în cele mai bune condiții de eficacitate pentru a menține în stare optimă de funcționare echipamentul instalației.

Serviciilor de gestiune le revin sarcina de a controla, verifica, prelucra datele informative în vederea stabilirii randamentelor. Ca și supravegherea instalațiilor și gestiunea se face prin telecomandă fiind denumită telegestiune.

Telegestiunea informează „în timp util" toate datele legate de condițiile de la consumator, înregistrează toate consumurile, calculează randamentele, face repartiția consumurilor de energie.

Întregul proces de telegestiune, în strânsă legătură cu cel de telesupraveghere, se poate realiza în diverse forme. Aparatura și tehnologia dă posibilitatea de a realiza multiple scenarii privind modul de control și gestiune a instalațiilor de încălzire, astfel încât ele să asigure parametrii solicitați, cu consumuri de energie și cheltuieli de exploatare cât mai reduse.

7.10.2. Sisteme de gestiune centralizată

Schema unui sistem centralizat de control, acționare și gestiune a energiei la o instalație de încălzire, prezintă următoarele particularități:

- este prevăzută cu un calculator central care:
  • conține date stocate cu privire la consumatorii in situ;
  • primește și citește informațiile din situ;
  • colectează datele primite, le prelucrează și acționează asupra aparatelor și utilajelor;
- informațiile din situ sunt emise de numeroasele captatoare de stare și măsură existente care citesc temperaturile, presiunile, debitele etc;
- schemele logice au rolul de: a primi datele din situ, a le compara cu cele existente în stocaj și a trimite semnalele de comandă asupra organelor aparatelor și utilajelor în vederea corectării parametrilor.

7.10.3. Sisteme de gestiune descentralizate

Se caracterizează prin aceea că toate informațiile sunt tratate local pe un calculator care elaborează ordine și controlează buna funcționare iar rezultatele se întorc la centrul de recepție.

De asemenea, există posibilitatea ca

Tabelul 7.10.1 Informațiile utile între serviciile tehnice și de gestiune

Operațiile urmărite	Serviciul tehnic	Serviciul de gestiune
Supravegherea echipamentelor	●	
Defecțiuni	●	
Lucrări de întreținere, de menținere în stare de funcționare	●	
Controlul rezultatelor (temperatura de ambianță)	● ———	——— □
Punerea în stare de funcțiune a instalației (programul)	● ———	——— □
Contorizarea energiei termice utilizate (păcură, gaze, cărbuni)		■
Contorizarea energiei furnizate [kWh]		■
Informații asupra climatului local (grade-zile, t_e)		■
Randamentul mediu al instalației	● ———	——— ■
Repartizarea consumurilor	● ———	——— ■

Tabelul 7.10.2. Criterii de alegere a sistemelor de Telegestiune și Telesupraveghere

1. Operațiuni efectuate	Sistem centralizat	Sistem centralizat	
		Informații limitate	Posibilități multiple
Alarmare - Parametrii	DA	DA	DA
Date numerice	DA	DA	DA
Măsurători	DA	DA	DA
Calcule	DA	In situ	La dispecerat
Reglare	DA	In situ	In situ
2. Alte criterii			
Legătura dintre obiective	linii specializate	linii telefonice	linii telefonice
Telereglaj	DA	DA	NU
Telecomandă	DA	DA	DA
Probleme de mediu	Variabil	Variabil	NU
Adaptarea personalului de deservire	mai greu	mai greu	ușor
Costul sistemului	ridicat	- mai ridicat - posibilități rapide de așteptare în situ	

toate funcțiile logice să fie tratate cu aparatura clasică în situ iar sistemele de Telesupraveghere și de Telegestiune nu transmit la centru decât informațiile de stare și unele valori numerice.

7.10.3.1 Sisteme descentralizate cu informații limitate

În acest caz inteligența sistemului este concentrată pe punctul tehnic de supraveghere și gestiune.

Particularitățile schemei sunt următoarele:

- calculatorul central posedă sistemele logice necesare a asigura toate funcțiile, în mod automat: de reglare, de programare, de înregistrare și de efectuare a calculelor de consum și randament;
- datele sunt primite de instalație (cazane, pompe etc), prelucrate și comparate cu cele necesare și, automat, se acționează asupra componentelor instalației pentru a o pune în regim normal de funcționare;
- datele primite și prelucrate și, în special, cele legate de gestiunea energiei sunt retransmise la centrul de recepție pentru a fi înregistrate și memorate în vederea utilizării lor ulterioare.

În ansamblul, sistemului de Telesupraveghere și Telegestiune este limitat numai la prelucrarea și transmiterea de date local. Centrul de recepție (Dispeceratul central) are funcția numai de a primi date, de a le vizualiza și de a le stoca.

7.10.3.2 Sisteme descentralizate cu posibilități multiple

În afară de telesupravegherea și telegestiunea realizate și controlate de un calculator central prevăzut cu funcțiile logice care realizează reglarea, programul, calculele etc., se pot folosi scheme mai complexe cu funcțiuni multiple care permit un ansamblu de operațiuni: reglarea în funcție de temperatura exterioară și temperatura interioară, pornirea cazanelor în cascadă, schimbarea turației pompelor, optimizarea. La toate aceste operații se pot adăuga și cele referitoare la contorizarea consumurilor de energie.

Schema unui sistem descentralizat în care toate funcțiile logice sunt tratate, local, cu aparatură specifică scopului propus prevede:

- automate de pornire în cascadă a cazanelor în funcție de temperatura exterioară sau interioară;
- optimizarea care calculează momentul de pornire a instalației în funcție de: temperatura exterioară, ora dorită, numărul persoanelor din clădire și temperatura interioară;
- contoare pentru înregistrarea consumurilor de căldură și combustibil;
- transmițător de date de la punctul tehnic la centrul de recepție (dispecerat);
- dispecerat, unde are loc primirea datelor din in situ, memorizarea și înregistrarea lor.

Procesele de telesupraveghere și telegestiune sunt destul de variate, rezolvarea lor putându-se face cu aparatură și scheme de la cele mai simple la cele mai complexe. Ceea ce trebuie avut în vedere este faptul că problemele principale care vizează economia de energie și realizarea unui microclimat cât mai adecvat, să fie asigurate.

De aceea, este necesar realizarea unui studiu tehnicoeconomic bine fundamentat, din faza de proiectare, care să aibă în vedere toate problemele legate de echipamentul instalației, de aparatura cu care este dotat acest echipament și ce sistem poate fi adoptat pentru o cât mai bună gestiune a energiei.

Se pot menționa câteva criterii care pot sta la baza alegerii unei soluții:

- performanțele sistemului prin posibilitatea de:
  - transmitere de stări sau limite ale parametrilor instalației;
  - transmitere de date numerice;
  - transmitere de măsurători;
  - executare a diferitelor calcule (consumuri, cote părți, indici de consum etc.);
  - asigurare a funcțiilor logice;
- exploatarea sistemului prin:
  - natura legăturii telefonice cu utilizatorul;
  - posibilități de legătură între postul de comandă și aparatul din sistem;
  - adaptarea aparaturii la echipamentul instalației
- costul instalației și al exploatării

Având în vedere criteriile menționate, în tabelul 7.10.2 sunt date câteva indicii privind alegerea sistemelor de Telegestiune și Telesupraveghere. Se observă că sistemele centralizate sunt cele mai scumpe, fapt pentru care sunt utilizate numai în cazuri cu totul speciale.

7.11. Sisteme de gestiune tehnică la nivelul clădirii

Gestiunea sistemelor de încălzire clasice

În imobilele terțiare sitemele de încălzire, ventilare, climatizare, informatice, comunicații, controlul accesului etc., au devenit tot mai numeroase. S-a constatat că este mai eficientă prevederea globală a unei rețele inteligente și dotarea acesteia cu un sistem de Gestiune Tehnică a Clădirii.

Telegestiunea asigură de la distanță supravegherea și controlul parametrilor instalațiilor care sunt achiziționați la nivel central, iar după prelucrare (calcule, grafice etc.) sunt transmiși unui calculator compatibil IBM PC sau printr-un echipament de transmitere a comunicațiilor, legat la o rețea exterioară, administratorului sau utilizatorului clădirii.

Sistemul detectează orice disfuncție și alarmează prestatorul de servicii, alarma putând fi transmisă printr-un apel telefonic, utilizând rețeaua publică sau o linie special închiriată. Rapiditatea alertei și a intervenției, permite să se beneficieze de o disponibilitate maximă a sistemului.

Arhitectura Gestiunii Tehnice a Clădirii este, spre deosebire de telegestiune, concentrată pe un post central compus cel puțin dintr-un monitor și o tastatură ce permit reprogramarea funcțiilor și adaptarea lor la necesitatea instalației. Calculatorul tip PC comunică printr-o rețea de telecomunicații cu un anumit număr de unități locale legate „punct cu punct" la senzori și organele de comandă. Acest sistem tratează o bază de date restrânsă, dar se poate asigura urmărirea diferiților parametri prin monitorizare.

Telegestiunea integrează un număr de intrări la care sunt legați senzorii și un număr de ieșiri pentru organele de comandă, la care se adaugă un circuit modem pentru comunicare pe rețeua telefonică, radio etc. Automatul programabil la care sunt legați senzorii și organele de comandă are funcții programate (ex: comutarea funcționării pompelor) în scopul de a putea declanșa automat, de la distanță, anumite comenzi.

Elaborarea unei baze de date necesară gestiunii tehnice ține cont de cele trei domenii de cunoștințe fundamentale asupra edificiului:

- clădirea (structura și caracteristicile construcției);
- tipul instalațiilor energetice ale încălzirii (încălzire, apă caldă de consum etc.);
- mod de reglare.

Se recomandă ca baza de date să cuprindă și referințe privind datele meteorologice ale mediului înconjurător, caracteristici privind ocupanții clădirii și comportamentul lor.

Destinația clădirii a determinat apariția a doi termeni legați de gestiunea energetică:

IMOTICA - legată de clădirile terțiare (birouri, comerț, spitale, hoteluri etc.) și cele industriale, la care se cere o mare suplețe în adaptarea spațiilor la diverse utilizări;

DOMOTICA - aplicată, în general, locuințelor individuale și colective, sau clădirilor comparabile cu acestea (clădiri mici de comerț, terțiare).

În cazul Imoticii, sistemul Gestiunii Tehnice a Clădirii, mai sofisticat, concentrează la un post central toate echipamentele clădirii: încălzire, climatizare, alimentare cu energie electrică, ascensoare, securitate antiefracție, prevenire incendiu etc. putând asigura și diverse servicii administrative precum: control acces cu parolă, plata anumitor servicii pentru locatari și administratori.

În cazul Domoticii sistemul Gestiunii Tehnice a Clădirii este de cele mai multe ori o gestiune tehnică centralizată, mai simplă.

Instalațiile moderne comportă un numeros echipament tehnic, adesea sofisticat, în funcție de nivelul de confort al clădirii și importanța ei.

Domotica se definește ca ansamblul serviciilor destinate habitatului, asigurate de sisteme realizând mai multe funcțiuni, care pot fi conectate între ele și la rețele interne și externe de comunicație. Printre aceste funcțiuni se numără: economia și gestiunea tehnică, informatizarea și gestiunea tehnică, informatizarea și comunicațiile, gestiunea confortului, securitatea și asistența pentru bătrâni și handicapați.

În clădirile „inteligente", Gestiunea Tehnică a Clădirii asigură funcțiile legate de toate echipamentele tehnice ale clădirii: echipamente de climatizare, alimentarea cu energie electrică, grupuri electrogene, ondulatoare (UPS), echipamente pentru circulație (ascensoare, scări rulante) etc. Securitatea antiefracție și la incendiu sunt servicii asigurate de propriul sistem de Gestiune Tehnică a Clădirii.

Integritatea serviciilor în habitat, în locuința individuală, permite îmbunătățirea funcțiilor pentru gestiunea încălzirii de ex: comanda intermitențelor, comanda la distanță prin telefon pentru pornirea instalației, utilizarea regulatoarelor cu programare orară, zilnică, lunară, anuală.

Este însă profitabil, prin economia realizată, să se completeze programul prin posibilitatea de derogare printr-un automatism care dispune de informații privind prezența umană. De exemplu, utilizarea aparatelor casnice, conectarea la „answering machine" a telefonului etc.

În habitatul colectiv, programarea intermitențelor este funcția ce asigură cea mai mare parte din economia energiei termice. Printre funcțiile care concură la gestiunea încălzirii, programarea intermitențelor poate fi îmbunătățită datorită posibilităților de comunicare internă. Derogările de la un program fix pot fi controlate prin detectoare de prezență.

7.12. Stabilirea consumurilor de căldură

7.12.1. Contorizarea energiei termice

Gestiunea tehnică și administrativă a unei instalații depinde în primul rând de o contabilizare riguroasă. Gestiunea tehnică trebuie realizată cu mijloace de măsurare adecvate - contoare:

- de energie termică și electrică;
- volumetrice pentru combustibili;
- a timpului de funcționare pentru utilaje.

Rezultatele contorizării sunt utilizate pentru:

- a urmări funcțiile de depistare a anomaliilor, compararea bilanțurilor, stabilirea cotelor;
- facturări;
- îmbunătățirea exploatării utilajelor, prin urmărirea timpilor de funcționare și statistica penelor;
- ameliorarea gestiunii administrative și a bugetului cheltuielilor.

Contoarele de energie termică sunt, de asemenea, utilizate pentru gestiunea energiei, urmărind consumurile, punând în evidență scăderile de randament.

Noua generație de contoare de energie termică permite citirea la distanță a înregistrărilor. Sistemele de citire la distanță diferă în funcție de: producător, scopul sistemului și nivelul de performanță dorit. Dacă se urmărește gestiunea rețelei, va fi observată permanent valoarea instantanee a energiei termice; dacă scopul este numai pentru facturare se preiau doar valorile pentru facturare.

Sistemele de transmisie pot fi de :

- lectură directă, la priza inductivă, utilizând o rețea informatică BUS sau ieșirea de volum repetitivă a integratorului;
- telegestiune centralizată la un PC.

Sistemul de lectură directă la priza inductivă (fig. 7.12.1) este un sistem de citire „punct cu punct", la care fiecare integrator de energie termică se leagă prin modulul sau ieșirea la rețeaua BUS. În acest mod, fiecare contor de apă caldă sau energie termică este conectat la o priză inductivă fixată pe perete sau pe sol, în exteriorul clădirii, cu condiția să provină de la același producător. Distanțele maxime de citire sunt mai mici de 100 m. Numărul maxim de contoare ce se pot citi de la o priză inductivă sunt în funcție de producător (SCHLUMBERGER ...

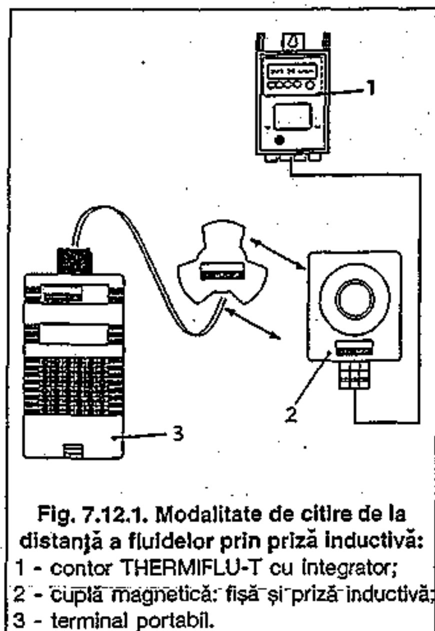


Fig. 7.12.1. Modalitate de citire de la distanță a fluidelor prin priză inductivă:
1 - contor THERMIFLU-T cu integrator;
2 - cuplă magnetică: fișă și priză inductivă;
3 - terminal portabil.

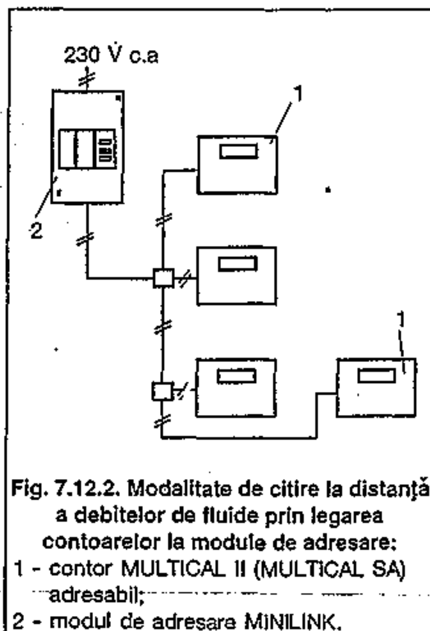


Fig. 7.12.2. Modalitate de citire la distanță a debitelor de fluide prin legarea contoarelor la module de adresare:
1 - contor MULTICAL II (MULTICAL SA) adresabil;
2 - modul de adresare MINILINK.

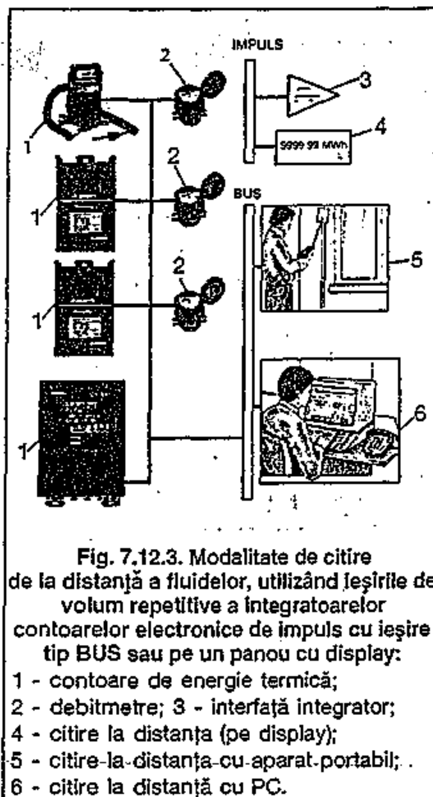


Fig. 7.12.3. Modalitate de citire de la distanță a fluidelor, utilizând ieșirile de volum repetitive a integratoarelor contoarelor electronice de impuls cu ieșire tip BUS sau pe un panou cu display:
1 - contoare de energie termică;
2 - debitmetre; 3 - interfață integrator;
4 - citire la distanța (pe display);
5 - citire la distanța cu aparat portabil;
6 - citire la distanță cu PC.

-90 - buc., - distanţa - max. - 30 - m; - KAMSTRUP - 30 buc., - distanţa max. 25 m). Citirea informaţiilor se face automat, iar datele culese sunt afişate pe display-ul terminalului portabil (SCHLUMBERGER = TERMIFLU -T, DANFOSS = EEM - D, KAMSTRUP = MULTICAL etc.).

Lipsa reţelelor de comunicaţie şi informatice moderne din ţara noastră indică acest sistem ca fiind mai uşor de adoptat, avantajele fiind: întreţinere uşoară - un singur cititor portabil poate citi mai multe prize inductive -, robust - nefiind afectat de interferenţele electromagnetice provocate de surse de curent electric, de calitatea cablurilor, nu necesită o reţea de cablare specială, permite citirea din exteriorul clădirii.

Sistemele de Telegestiune centralizate la un PC, utilizând centrala Informatică BUS (fig. 7.12.2) se adresează aplicaţiilor de urmărire centralizată, dezvoltate pentru gestiunea sau facturarea unei întregi zone urbane. În funcţie de numărul contoarelor racordate se utilizează un sistem bazat pe o magistrală BUS. Sistemul cuprinde următoarele module:

• de adresare, prin intermediul căreia se realizează adresarea codificată a contoarelor şi la care se pot conecta 3-4 contoare (SCHLUMBERGER - tip MAT, MEINECKE - tip CDL, KAMSTRUP - tip MINILINK etc.);

• de adresare tip switch prin care se face adresarea MAT-urilor şi care se foloseşte în cazul unui număr mare de contoare racordate;

• ATT care asigură decodificarea informaţiilor transmise de contoarele de căldură şi solicitate de utilizator prin software şi transmiterea lor printr-o interfaţă serială (modem) tip RS 232 către PC. Acest modul este, practic, interfaţa dintre sistemul de contorizare şi utilizator.

Preluarea citirilor la un post de dispecer aflat la distanţă se poate realiza printr-un modem legat la o reţea telefonică - publică - sau - dedicată, - de exemplu. În cazul utilizării reţelei telefonice publice modem-ul are o dublă utilizare: comunicaţie telefonică obişnuită şi transmisie de date. Cele două funcţii nu se pot suprapune, logica de deservire este primul sosit, primul servit. Dacă se utilizează postul telefonic al unui locatar se foloseşte un switch TD1 cu funcţia de a verifica întâi tipul de apel: dacă apelul provine de la calculator, circuitul face conectarea fără ca soneria telefonului să sune. În caz contrar, soneria atenţionează locatarul că primeşte un apel telefonic.

Sistemele de Telegestiune centralizată utilizând ieşirea de energie (volum) repetitivă a integratoarelor contoarelor electronice de impulsuri (fig. 7.12.3) constau în montarea, într-un loc accesibil, a unui panou centralizator pe care sunt montate integratoarele contoarelor electronice de impulsuri (câte unul pentru fiecare contor). Integratoarele SCHLUMBERGER, de exemplu, tip CF 110, sunt prevăzute cu 2 ieşiri: una pentru magistrala BUS, şi alta pentru volum repetitiv, în acest mod putându-se dispeceriza indicele de energie termică a integratoarelor. Distanţa dintre integrator şi contor poate fi mai mare de 100 m. Dezavantajul constă în numărul mare de cabluri folosite, dimensiunile relativ mari ale panoului de contoare electronice de impulsuri, în special, pentru blocurile înalte cu multe apartamente pe scară, cât şi protejarea panoului.

7.12.2. Metode de repartizare a cheltuielilor pentru încălzirea centrală

În cazul clădirilor care beneficiază de o încălzire centrală, individualizarea instalaţiilor particulare se realizează prin repartizarea costurilor în funcţie de o cotă parte din energia termică consumată (fig. 7.12.4). Este bine să se diferenţieze contorizarea energiei termice, supusă anumitor reglementări de repartizare a sarcinilor de încălzire pe apartament.

Această metodă se utilizează în clădirile colective sau terţiare care prezintă următoarele caracteristici:

• instalaţia de încălzire este echipată cu emiţătoare de căldură de acelaşi tip;

• locuinţele private sunt, din punct de vedere termic, omogene (construcţia identică a pereţilor, a suprafeţelor vitrate);

• destinaţia spaţiilor este aceeaşi, separându-se, de exemplu, cele comerciale de cele de locuit.

În general, cheltuielile pentru încălzire se stabilesc conform unor modalităţi contractuale de repartizare, în funcţie de suprafaţa utilă a apartamentelor. Corect şi economic ar fi să se stabilească un cost pentru încălzire care să fie corelat cu cota din cantitatea de căldură livrată, utilizată de locatar în locuinţa lui. S-a constatat că, realizându-se pe aceste baze repartizarea, a rezultat o economie substanţială de energie datorită schimbării comportamentului locatarilor, cu atât mai mult când aceştia dispuneau de mijloace de reglare a temperaturii ambiante în fiecare încăpere. Repartizarea cheltuielilor de încălzire determină beneficiarul să-şi gestioneze cu economie căldura primită. Cu ajutorul regulatoarelor individuale el realizează uşor acest lucru, fără a-şi scădea condiţiile de confort.

Procedee pentru repartizarea cheltuielilor aferente încălzirii se împart în două categorii:

a) procedeul calorimetric;

b) procedeul ambienmetric.

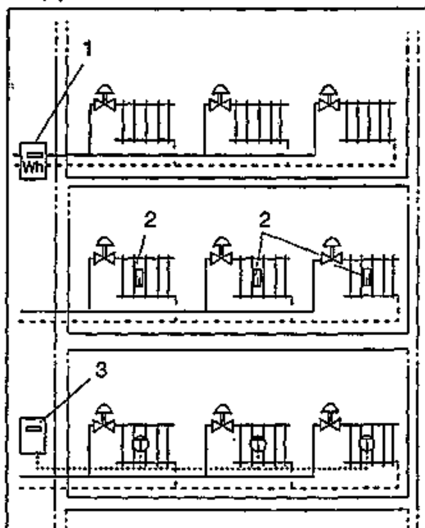


Fig. 7.12.5. Repartizarea cheltuielilor aferente încălzirii pe apartamente utilizând procedee calorimetrice:
1 - contor energie termică;
2 - repartitoare independente cu evaporare sau electronice; 3 - repartitor centralizat de măsură a temperaturii de suprafaţă.

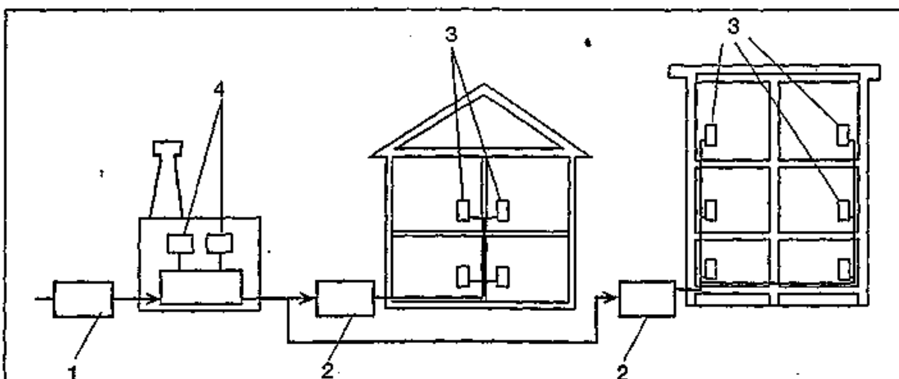


Fig. 7.12.4. Modalitate de citire de la distanţă a fluidelor, utilizând repartitoare de cheltuieli pentru încălzire:
1 - contor de combustibil; 2 - contor de energie termică; 3 - repartitoare de cheltuieli pentru încălzire; 4 - contor pentru timpul de funcţionare a utilajelor.

Procedeul calorimetric se bazează pe măsurarea căldurii furnizate în clădire. Măsurarea se poate realiza fie direct, prin contoare de energie termică de apartament, fie indirect prin înregistrarea de mărimi în relație cu temperatura suprafeței radiatoarelor (fig. 7.12.5)

Procedeele calorimetrice sunt evident foarte sensibile la cantitățile de căldură pierdute prin pereții exteriori și prin suprafețele interioare despărțitoare (plafoane, pereți). Deci, anumite locuințe (de la mansardă, de deasupra pivnițelor) vor fi dezavantajate. Pe de altă parte, locuințele plasate în mijlocul clădirii vor avea aporturi de căldură mai importante chiar decât însorirea. Fenomenul se numește „furt de căldură".

Calculele vor cuprinde o parte fixă care să țină cont de consumurile comune și să estompeze transferul termic între apartamente asupra rezultatului repartizării. În plus, coeficienții corectori pot fi utilizați pentru a regla efectul de eterogenitate termică datorat poziției de amplasare a apartamentului în imobil.

Procedeul ambienmetric folosește temperatura ambientală obținută sau cerută, ca mijloc de repartizare (fig. 7.12.6)

Se calculează ecartul dintre temperatura ambientală și cea exterioară, reprezentativ pentru căldura pierdută prin pereții exteriori, deci metoda se bazează pe o cotă parte din energia consumată pentru încălzirea unui spațiu.

Dezavantajul este că procedeul este insensibil față de „furturile de căldură".

Temperatura de referință a regulatorului poate fi, de asemenea, utilizată ca mărime de repartizare. Acest procedeu desemnat metrostatic prezintă însă alte avantaje: acțiunea directă a reglării manuale, integrarea repartizării unei reglări destinate încălzirii, insensibilitatea la perturbațiile termice datorate deschiderii geamurilor sau însoririi.

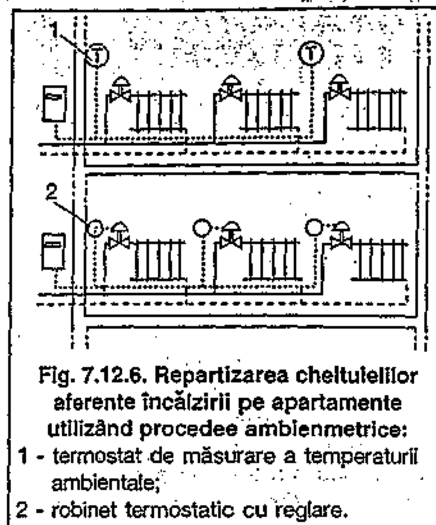
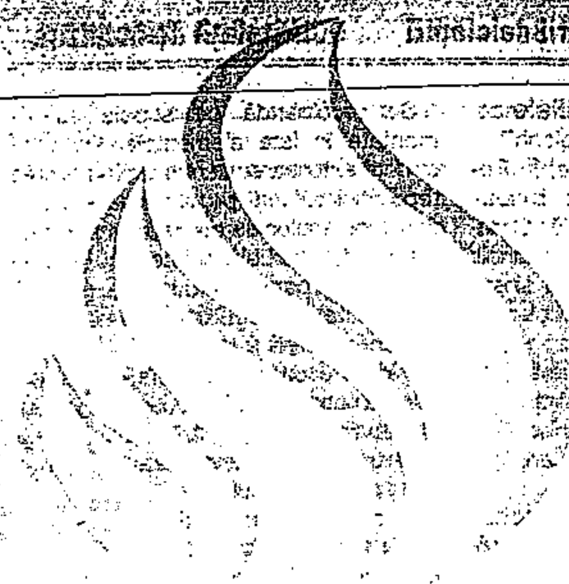


Fig. 7.12.6. Repartizarea cheltuielilor aferente încălzirii pe apartamente utilizând procedee ambienmetrice:
1 - termostat de măsurare a temperaturii ambientale;
2 - robinet termostatic cu reglare.





I. Instalații de încălzire

Capitolul 8
Sisteme de încălzire pentru unele categorii de clădiri



8.1. Clădiri de locuit

La clădirile de locuit se utilizează atât încălzirea locală cât şi încălzirea centrală. Sistemul de încălzire local este utilizat pentru locuinţele unifamiliale din zonele rurale şi cartierele periferice ale zonelor urbane.

Sistemele de încălzire aplicate la clădirile de locuit sunt:

- încălzirea locală cu sobe sau aparate care utilizează combustibili convenţionali;
- încălzirea cu apă caldă cu temperatura maximă de 90 °C şi un ecart maxim de temperatură de 20 °C;
- încălzirea electrică;
- încălzirea utilizând surse neconvenţionale (energie solară, energie geotermală, pompe de căldură etc.)

Implementarea unui sistem de încălzire se face cu scopul de a realiza o încălzire cât mai independentă, care să fie controlată şi dirijată de fiecare familie în parte.

8.1.1. Locuinţe unifamiliale

Clădirile de locuit individuale, în România, folosesc preponderent, încălzirea locală şi încălzirea centrală. Combustibilii folosiţi sunt cei convenţionali: cărbune, lemn, gaze naturale şi de sondă, păcură, motorină şi petrol.

8.1.1.1 Încălzirea locală cu sobe

Se realizează cu sobe amplasate în încăperi transmiţând mediului înconjurător căldura eliberată prin arderea combustibilului.

Pentru încălzirea locuinţelor necesitând o stabilitate termică în limite normale, se recomandă utilizarea de sobe cu acumulare de căldură, care să poată menţine în încăperi o temperatură a aerului cât mai uniformă şi cât mai constantă în perioada rece a anului. Contradicţia dintre caracterul relativ discontinuu al arderii şi cel continuu al transmisiei de căldură se rezolvă prin elementele de construcţii.

Se recomandă ca sobele să fie montate în faţa elementelor de construcţii exterioare, pentru uniformizarea repartiţiei căldurii pe verticală şi eliminarea curenţilor de aer rece în apropierea pardoselii. La locuinţele cu acoperişuri în şarpantă, soluţia cea mai utilizată este, de regulă, montarea sobelor lângă pereţii interiori.

Pentru economie de spaţiu se recomandă concentrarea coşurilor într-un singur masiv (fig. 8.1.1.a) unde toate cele trei sobe sunt grupate către centrul apartamentului.

În cazul încăperilor de locuit, cu volum mic, se recomandă folosirea unei singure sobe care să deservească două încăperi, iar focarul sobei să fie prevăzut pe un coridor. (fig. 8.1.1 b)

La apartamentele în care bucătăria este limitrofă cu o încăpere de locuit se recomandă prevederea unei sobe cu dublă funcţiune: preparat hrană în bucătărie şi încălzirea dormitorului (fig. 8.1.2.). Soba are o construcţie specială şi anume: în bucătărie soba este prevăzută cu plită iar în dormitor are forma

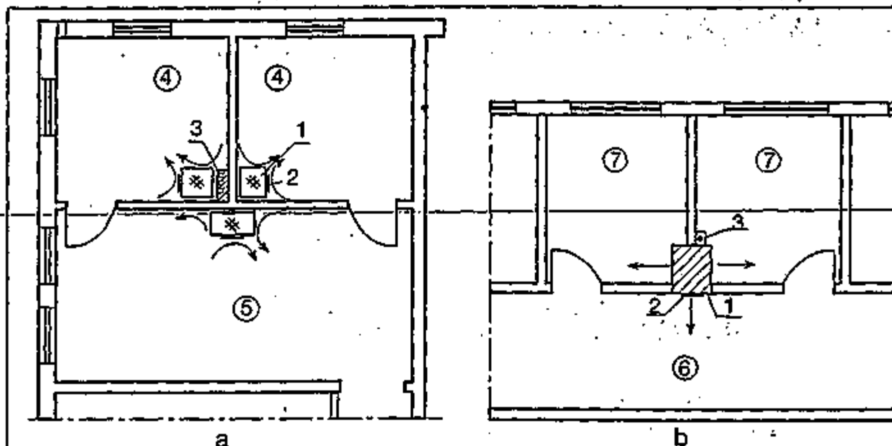


Fig. 8.1.1. Încălzirea locală cu sobe cu acumulare de căldură:
a - varianta cu sobe în fiecare încăpere; b - varianta cu sobă montată între două încăperi
1 - sobă; 2 - focar; 3 - coş; 4 - dormitor; 5 - cameră de zi; 6 - coridor; 7 - birou.

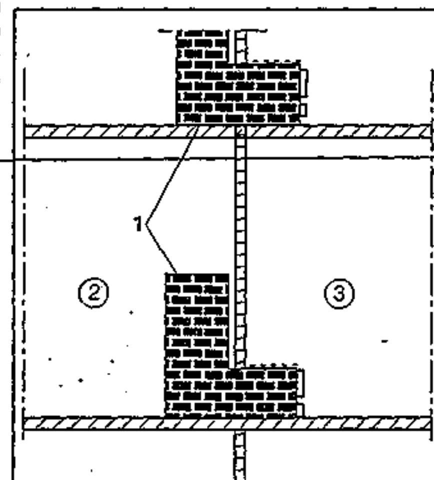


Fig. 8.1.2. Încălzirea cu sobe cu dublă funcţiune (încălzire şi preparare hrană):
1 - sobă cu plită; 2 - dormitor;
3 - bucătărie.

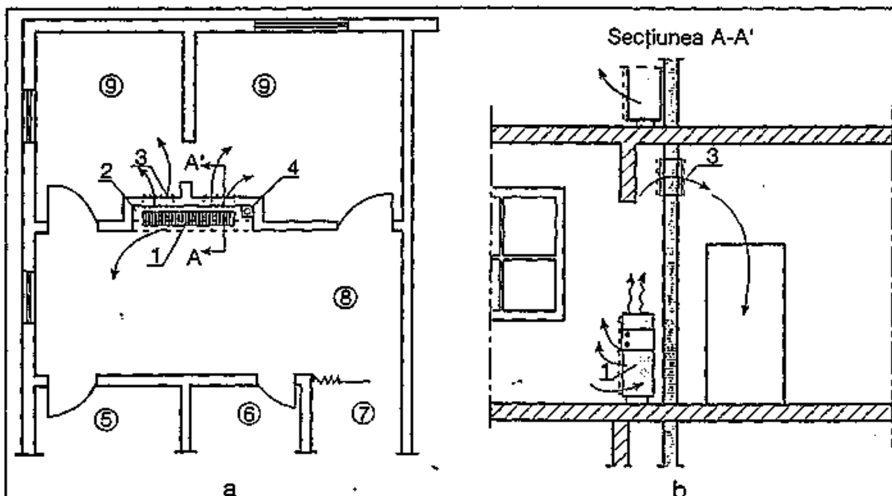


Fig. 8.1.4. Încălzirea locală cu aparate speciale cu combustibil lichid sau gazos, amplasate în nişă:
a - vedere în plan; b - secţiune;
1 - sobă de încălzire; 2 - nişă; 3 - orificii în pereţii încăperii; 4 - coş de fum;
5 - bucătărie; 6 - baie; 7 - hol; 8 - sufragerie; 9 - dormitor.

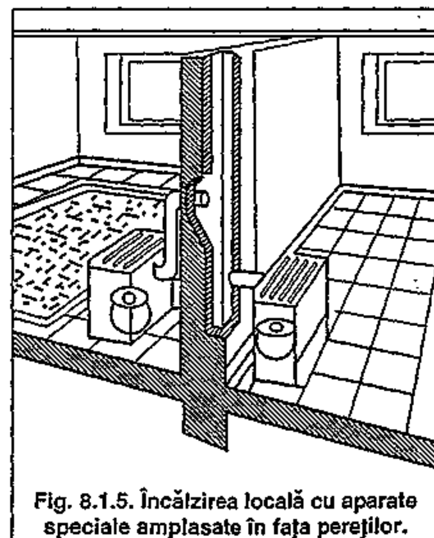


Fig. 8.1.5. Încălzirea locală cu aparate speciale amplasate în faţa pereţilor.

normală, verticală, executată cu pereții din teracotă.

O altă soluție care se bazează pe principiul de recuperare a căldurii din gazele de ardere este prezentată în figura 8.1.3.a și b. Pe canalul de evacuare a gazelor de ardere de la mașina de gătit din bucătărie se montează un recuperator de căldură (fig. 8.1.3.c) într-o cameră limitrofă bucătăriei. Gazele de ardere, înainte de a fi evacuate la coș, trec printr-un recuperator care încălzește aerul din cameră cedând acestuia căldură, în majoritate, prin convecție.

8.1.1.2 Încălzirea locală cu aparate speciale

Încălzirea se face cu aparate de încălzire alimentate cu combustibil lichid sau gazos amplasate, de obicei, într-o nișă special amenajată în centrul apartamentului (fig. 8.1.4.)

Principalele încăperi ale apartamentului (dormitoarele și sufrageria) se încălzesc cu aer cald care circulă natural atât în camera în care este amplasată sursa caldă, cât și în celelalte camere. Aerul cald pătrunde în cele două camere prin orificiile prevăzute la partea superioară a nișei, în peretele interior despărțitor. Celelalte încăperi se încălzesc cu surse separate. Aceleași tipuri de aparate cu combustibili convenționali sau aparate electrice cu acumulare de căldură se pot amplasa și în fața pereților exteriori sau interiori (fig. 8.1.5.), ca și radiatoarele. La aparatele care folosesc combustibili convenționali se are în vedere posibilitatea evacuării gazelor de ardere.

Varianta încălzirii unui apartament duplex cu cazan mural, amplasat în bucătărie, un distribuitor-colector, o rețea de conducte cu alimentare bitub a corpurilor de încălzire, amplasate la parter și etaj, este prezentată în figura 8.1.6. Rețeaua de conducte poate fi din oțel sau din material plastic.

Varianta încălzirii prin radiație cu panouri de pardoseală, cu cazan mural amplasat în bucătărie, un distribuitor-colector amplasat într-o nișă din care se face alimentarea fiecărei serpentine din panouri executate cu țevi flexibile, este prezentată în figura 8.1.7.

O variantă combinată, încălzire cu corpuri de încălzire (radiatoare, convectoare etc.) și cu panouri radiante este prezentată în figura 8.1.8. Distribuția apei calde la cele două tipuri de suprafețe încălzitoare se face prin intermediul a două distribuitoare-colectoare unde se realizează, prin amestec,

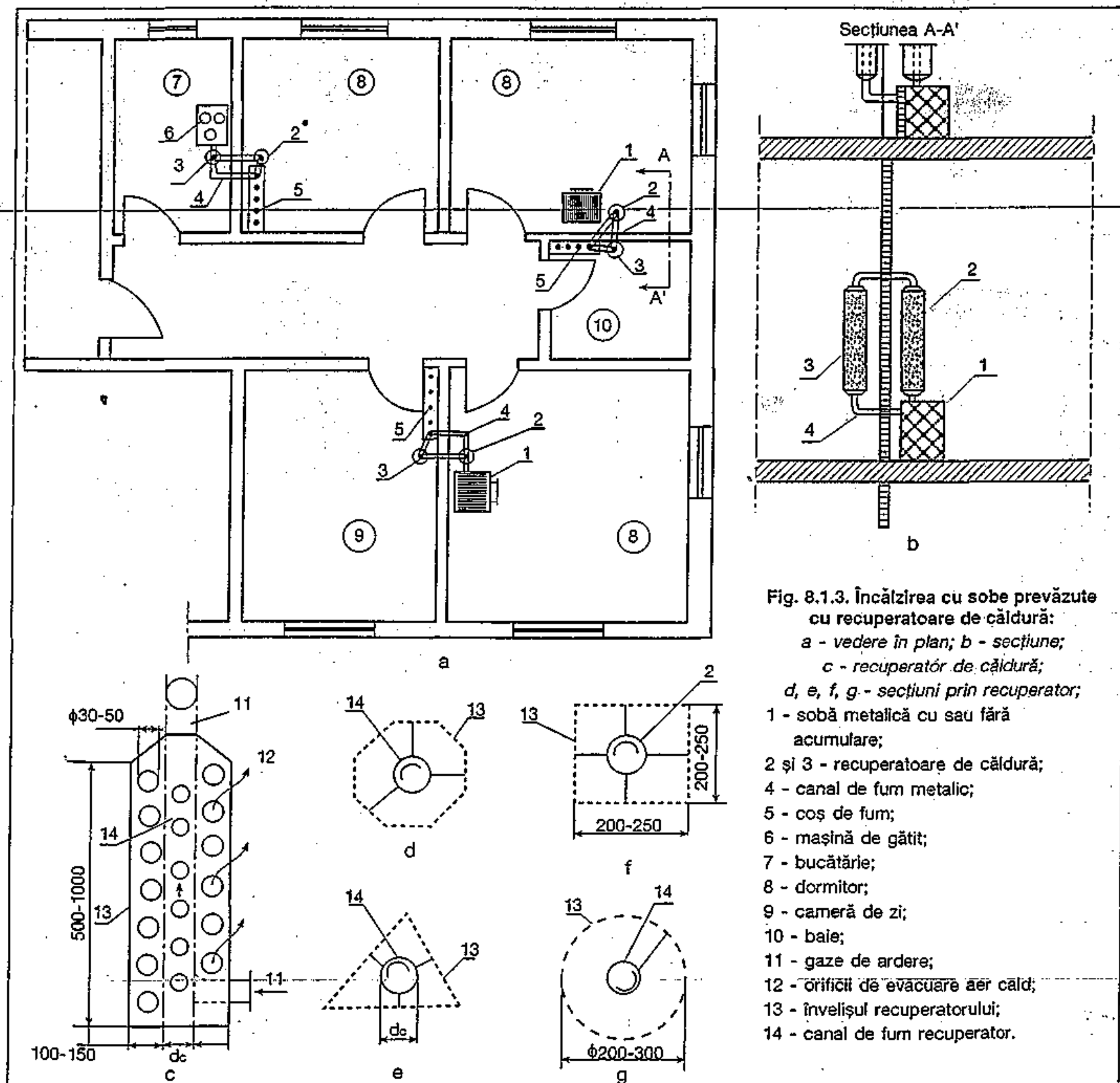


Fig. 8.1.3. Încălzirea cu sobe prevăzute cu recuperatoare de căldură:
a - vedere în plan; b - secțiune; c - recuperator de căldură; d, e, f, g - secțiuni prin recuperator;
1 - sobă metalică cu sau fără acumulare;
2 și 3 - recuperatoare de căldură;
4 - canal de fum metalic;
5 - coș de fum;
6 - mașină de gătit;
7 - bucătărie;
8 - dormitor;
9 - cameră de zi;
10 - baie;
11 - gaze de ardere;
12 - orificii de evacuare aer cald;
13 - învelișul recuperatorului;
14 - canal de fum recuperator.

parametrii agentului termic. Circulația apei calde la suprafețele încălzitoare se face cu pompe de conducte.

În cele 2 variante, temperatura aerului din încăperi este menținută în limitele confortului cu ajutorul termostatelor de cameră sau de exterior sau a robinetelor termostatice de la corpurile de încălzire.

Firmele de specialitate au elaborat scheme de instalații, precum și echipamentul necesar asigurării încălzirii și preparării apei calde de consum pentru locuințe.

Firma LAING prezintă toate elementele componente ale sistemului de încălzire prin pardoseală radiantă, inclusiv modul de proiectare și execuție ale instalației.

Se mai pot cita firmele TERMACONT din Franța și TERMCONCEPT din Germania care prezintă detalii privind modul cum se pot dimensiona și executa pardoselile radiante pentru încăperile de locuit.

8.1.1.3 Încălzirea individuală centralizată

La locuințele individuale, atât cele vechi cât, în special, la cele noi, se utilizează încălzirea cu prepararea și distribuția locală a agentului termic.

8.1.1.3.1 Încălzirea cu apă caldă

Este soluția cea mai folosită: cazanul de preparare a agentului termic se montează la subsol sau în bucătărie de unde, printr-o rețea de conducte, se face alimentarea corpurilor de încălzire.

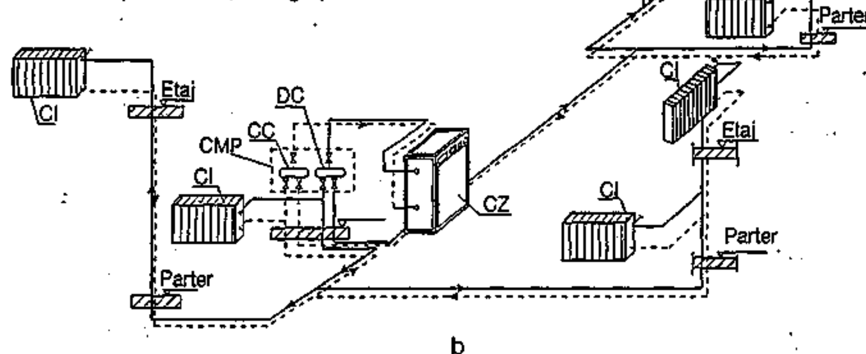
Această independență energetică de preparare și distribuție a energiei termice este mult agreată întrucât dă posibilitatea utilizatorului să-și gestioneze singur cât mai rațional consumurile de energie.

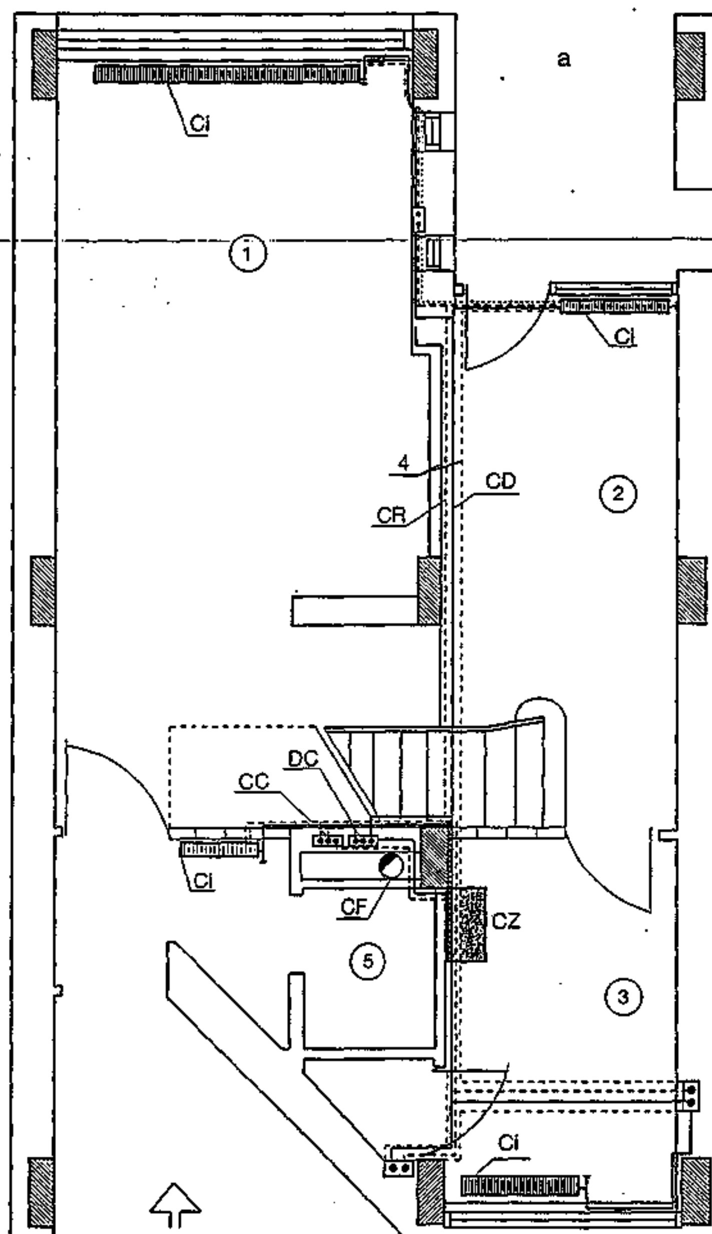
Sistemul se compune din:

- sursa termică (cazan) care prepară apă caldă atât pentru încălzire, cât și pentru nevoi menajere;
- rețeaua de distribuție (bucla) de apartament;
- corpurile de încălzire.

La realizarea schemei instalației se au în vedere problemele care apar în timpul funcționării, atunci când au loc treceri de la regimul de încălzire la cel de preparare a apei calde menajere, solicitat fiind în special cazanul. Aceste solicitări de schimbare de regim de funcționare sunt cu atât mai mari cu cât cererile de apă caldă menajeră sunt mai dese și de scurtă durată. De aceea pentru a proteja cazanul; de solicitările dese de trecere de la un regim de funcționare la altul, care impun în multe cazuri și creșteri de temperatură ale agentului termic, este necesar ca instalația de preparare a apei calde menajere să fie prevăzută cu un schimbător de căldură cu acumulare

Fig. 8.1.6. Încălzirea unei locuințe individuale cu corpuri de încălzire:
a - plan; b - schemă izometrică;
CZ - cazan; D - distribuitor; C - colector;
CI - corp de încălzire; CD - conductă ducere;
CR - conductă întoarcere; CF - coș de fum;
CMP - cutie metalică de protecție;
1 - cameră de zi; 2 - sufragerie; 3 - bucătărie;
4 - canal în pardoseală; 5 - grup sanitar.





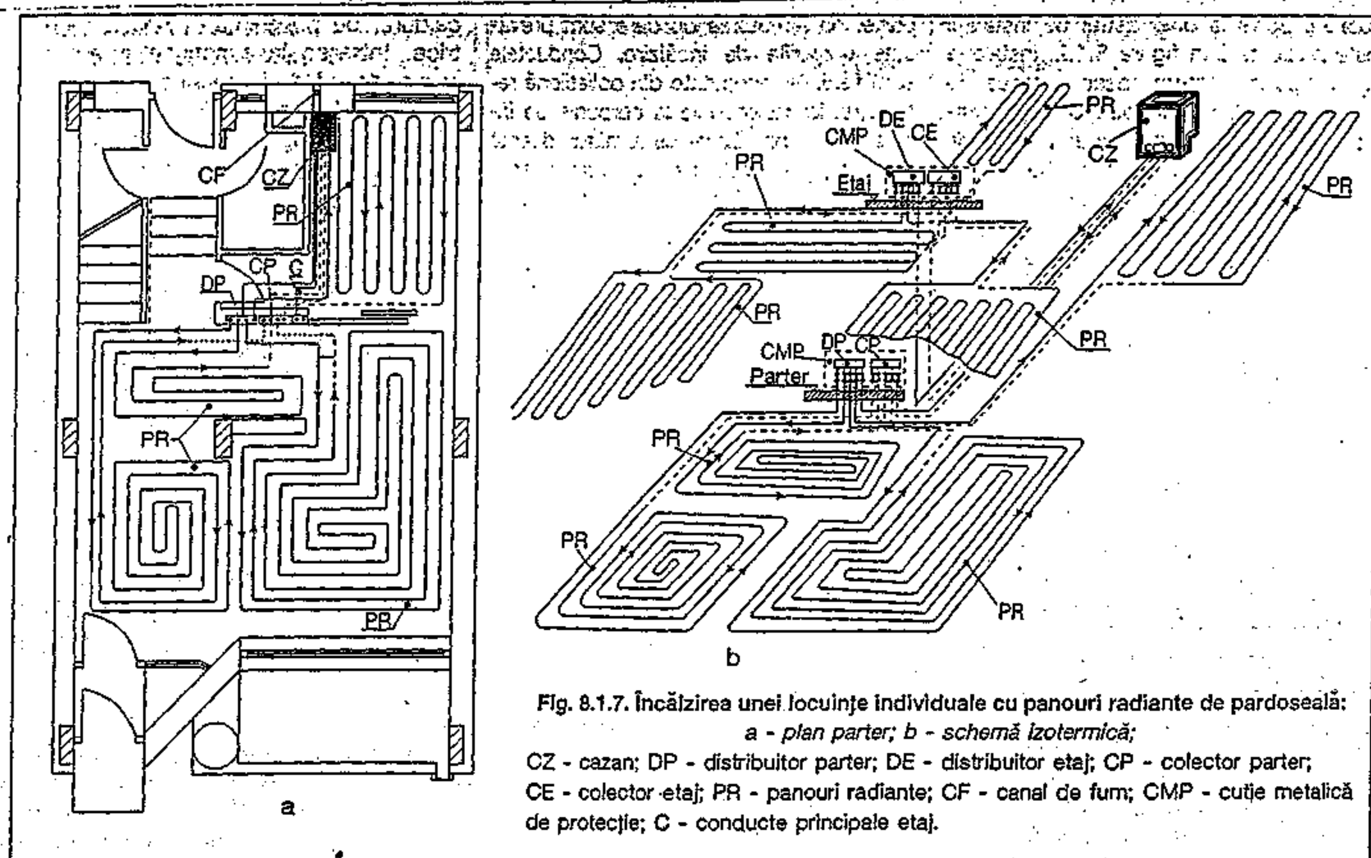


Fig. 8.1.7. Încălzirea unei locuințe individuale cu panouri radiante de pardoseală:
a - plan parter; b - schemă izotermică;
CZ - cazan; DP - distribuitor parter; DE - distribuitor etaj; CP - colector parter; CE - colector etaj; PR - panouri radiante; CF - canal de fum; CMP - cutie metalică de protecție; C - conducte principale etaj.

Fig. 8.1.8. Încălzirea unei locuințe individuale cu corpuri de încălzire și panouri radiante de pardoseală:
a - plan parter; b - schemă izotermică;
CMZ - cameră de zi; CZ - cazan; DR - distribuitor radiație; DC - distribuitor clasic; CR - colector radiație; CC - colector clasic; CI - corpuri de încălzire; PR - panouri radiante; CP - canal în pardoseală; CD - conductă ducere; CR - conductă întoarcere; PC1 și PC2 - pompe de circulație.

(boiler). Schema unei astfel de instalații este prezentată în figura 8.1.9. Instalația se compune dintr-un cazan, rețeaua de distribuție cu corpurile de încălzire, pompa de circulație de pe circuitul încălzirii, boilerul (cu o capacitate între 50...130 l) cu pompa de circulație proprie, ventilul cu 3 căi și vasul de expansiune închis.

În cazul în care numărul de persoane dintr-un apartament este mic (solicitări reduse de apă caldă menajeră) se poate utiliza instalația prezentată în figura 8.1.10. Această parte produce apă caldă menajeră instantaneu, la orice solicitare, întrerupându-se circulația agentului termic în instalația de încălzire. Funcționarea este prioritară pe producerea de apă caldă menajeră, comutarea făcându-se automat.

Cât privește racordarea corpurilor de încălzire la rețeaua de distribuție se face diferențiat, ținând seama, pe de o parte de sistemul de distribuție, iar pe de altă parte, de armăturile cu care sunt prevăzute corpurile de încălzire. Conductele sunt flexibile, executate din polietilenă reticulară, iar racordurile la corpurile de încălzire sunt prevăzute cu armături diferite (în funcție de modul de racordare) executate din alamă nichelată sau cromată.

8.1.1.3.2 Încălzirea cu aer cald

Prepararea aerului cald se face, în general, cu ajutorul unei pompe de căldură aer-aer amplasată în podul clădirii (fig. 8.1.11) sau în hol, la plafon, în cazul în care apartamentul nu are pod. Distribuția aerului în încăperi se face prin canale amplasate la plafonul încăperilor. Pompa de căldură funcționează la parametrii nominali numai pentru temperaturi exterioare de până la -10 °C, de aceea, pentru temperaturi exterioare mai scăzute, este necesar să se prevadă surse suplimentare de căldură, de preferință, radiatoare electrice. Intrarea în funcțiune a acestor surse de căldură secundare se face automat când pompele de căldură nu mai pot satisface necesarul de căldură. Acest mod de încălzire poate asigura circa 70...80 % din necesarul de căldură. Soluția prezintă interes și datorită faptului că în perioada caldă poate asigura și o climatizare a încăperilor.

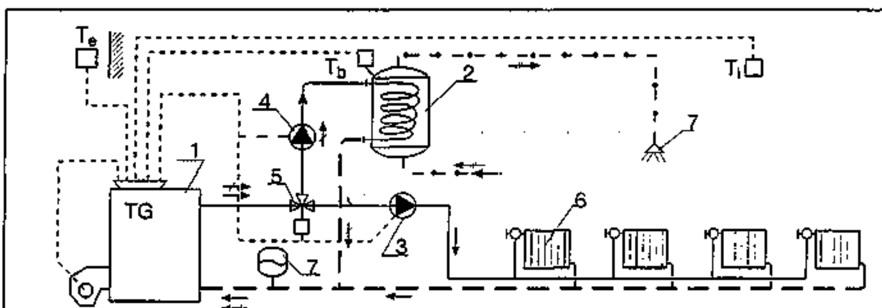


Fig. 8.1.9. Schema instalației de încălzire de apartament cu boiler:
1 - cazan; 2 - boiler; 3 - pompă de circulație pentru încălzire; 4 - pompă de circulație pentru apă caldă de consum; 5 - ventil cu 3 căi; 6 - corp de încălzire; 7 - vas de expansiune închis; T_e - sondă de temperatură exterioară; T_i - termostat de cameră; TG - tablou de comandă; T_b - termostat de boiler.
—➤ circuit de încălzire; -/-➤ circuit de preparare a apei calde de consum; -//-➤ circuit de distribuție a apei calde de consum.

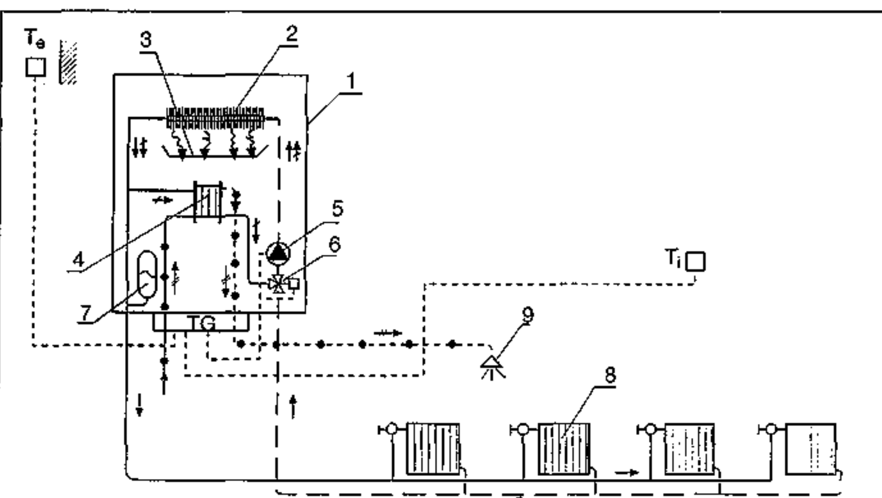


Fig. 8.1.10. Schema instalației de încălzire de apartament cu schimbător de căldură cu plăci:
1 - cazan; 2 - schimbător de încălzire; 3 - arzător; 4 - schimbător de căldură cu plăci; 5 - pompă de circulație; 6 - ventil cu 3 căi; 7 - vas de expansiune închis; 8 - corpuri de încălzire; 9 - punct de consum; T_e - sondă de temperatură exterioară; T_i - termostat de cameră; TG - tablou de comandă.
—➤ circuit de încălzire; -/-➤ circuit de preparare a apei calde de consum; -//-➤ circuit de distribuție a apei calde de consum.

8.1.2. Locuințe multifamiliale

Apartamentele din construcțiile de locuit sunt concentrate în cea mai mare parte în blocuri P + 10 sau P + 4 niveluri, blocuri grupate pe zone mai mult sau mai puțin întinse.

Problemele pe care le ridică încălzirea acestor clădiri sunt:
- modul de preparare a agentului termic, respectiv, locul de amplasare a sursei termice;
- modul de alimentare cu căldură, respectiv, de distribuție a agentului termic la consumatori;
- modul de gestiune a consumurilor de energie;
- tipul suprafeței încălzitoare din încăperi.

Ca suprafețe încălzitoare, în majoritatea cazurilor, se utilizează: radiatoare din aluminiu, din oțel și, mai rar, din fontă; convectoare, convectoradiatoare etc.

8.1.2.1 Încălzirea de apartament

Fiecare apartament este prevăzut cu o instalație proprie de încălzire, respectiv, cu o gestiune proprie a energiei termice. Câteva variante care diferă între ele prin modul în care se face alimentarea cu căldură a corpurilor de încălzire, precum și prin sistemul de asigurare a reglării calitative sunt prezentate în figura 8.1.12.

Variantele I și II au asigurată reglarea calitativă a apei calde numai în secțiunea termostatului de cameră. Alimentarea cu căldură a corpurilor de încălzire se face în sistem bitub: la varianta I, printr-o rețea de distribuție comună, iar la varianta II, prin mai multe ramuri racordate la distribuitor-colector.

Variantele III și IV au asigurată reglarea calitativă a apei calde sub acțiunea echitermului, care este racordat cu cele două termostate de exterior și de interior. Alimentarea cu căldură a corpurilor de încălzire se face în sistem monotub, printr-o rețea comună, la varianta III, și prin mai multe ramuri, la varianta IV. Din punct de vedere al modului de realizare a instalațiilor, schemele sunt asemănătoare celor prezentate la § 8.1.1.3.

8.1.2.2 Încălzirea centrală cu distribuție pe apartament

Folosește prepararea centralizată a agentului termic (cazane și distribuția generală amplasate în subsolul clădirii și coloane principale pentru distribuția verticală).

Distribuția agentului termic la fiecare apartament se face prin intermediul unor module termice (§ 4.2) cu vană de reglare, butelie de egalizare a presiunii etc.

În figura 8.1.13 este prezentat modul de încălzire a unei clădiri multifamiliale; fiecare apartament are o rețea proprie de distribuție, în sistem bitub. La varianta I distribuția este mixtă (conducta de ducere, montată la plafon și cea de întoarcere, la pardoseală), iar la varianta II distribuția este inferioară (ambele conducte sunt montate sub planul corpurilor de încălzire). Alegerea uneia din cele două variante depinde de condițiile existente în fiecare apartament (traseul conductelor fiind condiționat de existența ușilor).

Variantele descrise prezintă multiple avantaje: gestiunea pe apartament a întregului consum de energie termică; independența circuitelor de încălzire pe fiecare apartament, asigurarea programului de funcționare a instalației și a condițiilor interioare după dorința locatarului etc.

8.1.2.3 Sursa termică

Având în vedere gabaritul redus al echipamentelor utilizate precum și schemele funcționale cât mai simple, există posibilitatea ca întregul ansamblu care alcătuiește sursa termică, folosind preparare centrală, să poată fi amplasat în:

- subsolul blocurilor, sacrificând unele spații cu destinație de depozitare privată;
- clădire nouă, subsol sau parter, alăturată altei construcții;
- spațiile prevăzute pentru punctele termice din ansamblurile de locuințe.

Caracteristicile tehnice ale acestor centrale sunt tratate în detaliu la § 5.3.

Centrala termică poate fi amplasată și pe terasă sau la ultimul nivel al blocului (fig. 8.1.14). Printre rațiunile de ordin constructiv și economic ale acestei soluții se pot menționa: nivelul ridicat al apelor freatice; întreruperea diafragmelor din subsol antrenează costuri ridicate de consolidare suplimentară; reducerea costurilor de executare a canalelor de fum; coroziunea echipamentelor din centrala termică este mai redusă întrucât atmosfera din centrala termică este mai uscată în perioada caldă.

Amplasarea unei centrale termice la partea superioară a unei clădiri prezintă

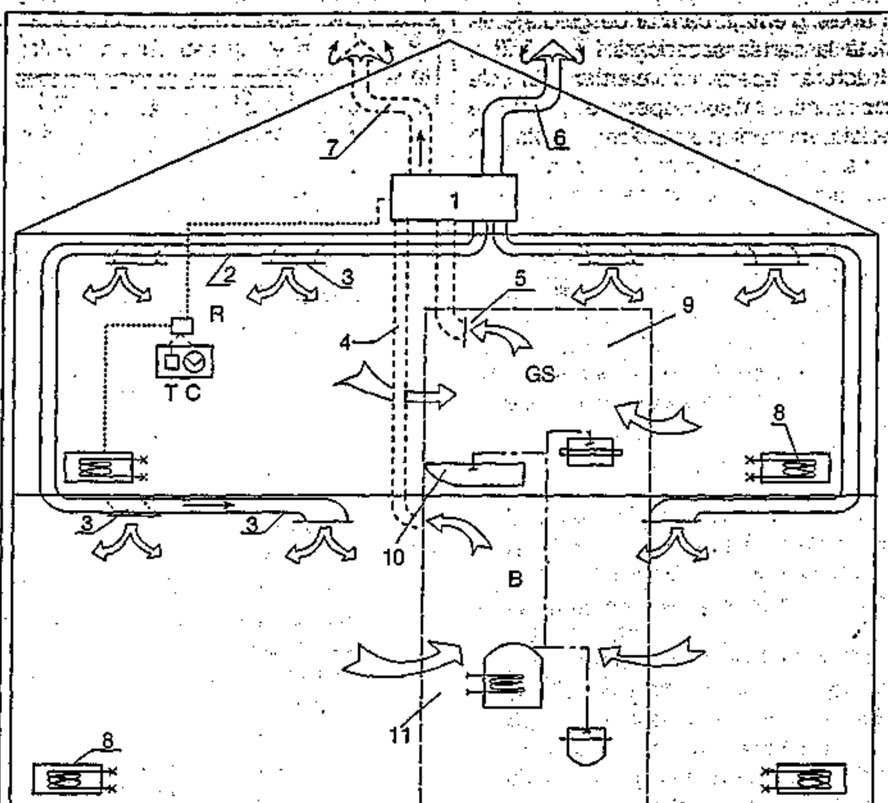


Fig. 8.1.11. Încălzirea unei locuințe unifamiliale cu pompă de căldură aer-aer:
1 - pompă de căldură aer-aer; 2 - canale de aer cald; 3 - orificii de introducere aer cald; 4 - canale de evacuare aer viciat; 5 - orificii evacuare aer viciat; 6 - canal de aer proaspăt; 7 - canal de evacuare în exterior; 8 - radiatoare electrice; 9 - prepararea și alimentarea cu apă caldă de consum; GS - grup sanitar; B - bucătărie.

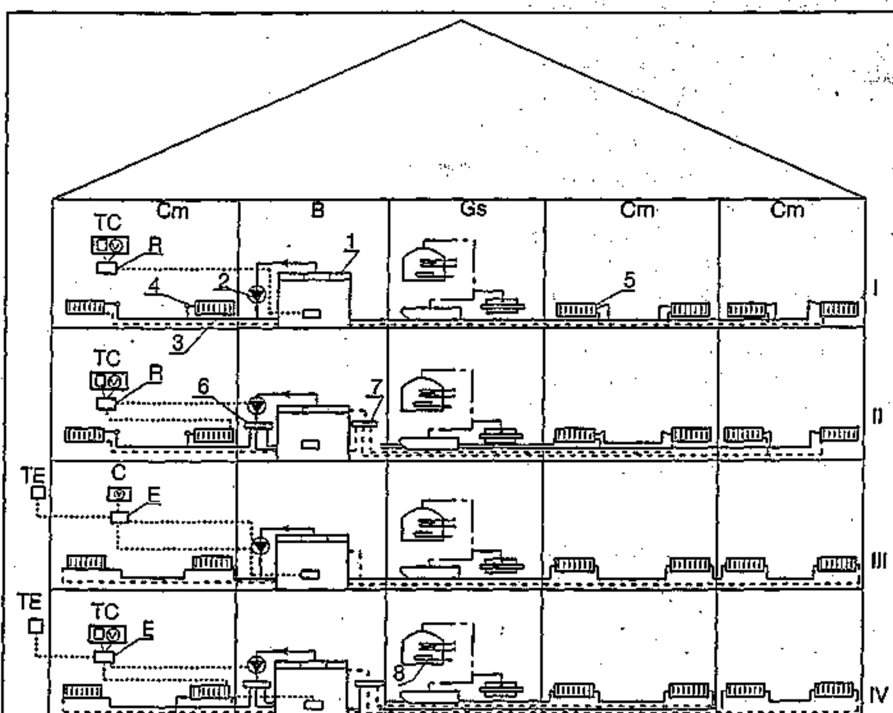


Fig. 8.1.12. Încălzirea unei locuințe multifamiliale cu sursa termică și distribuția la fiecare apartament:
1- cazan (de pardoseală sau de perete); 2 - pompă de conductă; 3 - corp de încălzire; 4 - robinet termostatic; 5 - robinet de reglare normal; 6 - distribuitor; 7 - colector; T - termostat de cameră; TE - termostat de exterior; E - echiterm; R - releu; C - ceas programator; Cm - cameră; B - bucătărie; GS - grup sanitar.

şi unele greutăţi: centrul de greutate se mută la partea superioară impunând o structură aparte a elementelor de construcţii; măsuri speciale pentru a rezista mişcărilor seismice; greutăţi în transportul echipamentelor la înălţime, mai ales în perioada de exploatare a centralei termice.

8.2. Săli de spectacole

8.2.1. Sisteme de încălzire

Majoritatea sălilor de spectacole sunt încălzite cu aer cald care asigură în acelaşi timp şi ventilarea încăperilor. Încălzirea cu corpuri de încălzire nu este recomandabilă dat fiind inerţia mare şi imposibilitatea de adaptare rapidă la variaţiile de sarcină termică.

Pentru încălzirea încăperilor cu volum mare de aer se recomandă încălzirea cu aer cald, combinată, dacă condiţiile o cer, cu o instalaţie de climatizare. De asemenea, există posibilitatea ca unele încăperi adiacente sălii de spectacole sau scenei să fie prevăzute şi cu încălzire cu corpuri de încălzire sau cu panouri radiante de pardoseală (foaierul, holurile). Cât privesc încăperile anexe, în general, acestea sunt prevăzute cu încălzire cu corpuri de încălzire, agentul termic fiind apa caldă.

În alegerea soluţiei de încălzire trebuie să se ţină seama şi de programul de lucru al localului (teatru, cinema) care este destul de variat şi impune, în acelaşi timp, şi un regim de funcţionare diferit pentru ansamblul încăperilor.

Când sălile de spectacol fac parte dintr-un imobil important, se recomandă ca sistemul de încălzire să ţină seama de întregul ansamblu şi să se adapteze cât mai bine acestuia astfel încât cheltuielile de investiţii şi de exploatare să fie cât mai reduse.

Pentru săli de spectacol - cinema - care sunt prevăzute, în general, cu un număr redus de încăperi (sala de spectacol, hol, camera de proiecţie, grup sanitar), încălzirea poate fi asigurată cu aer cald, pentru sala de spectacol, şi cu corpuri de încălzire, pentru restul încăperilor. Prepararea aerului cald se poate face cu:

- generatoare de aer cald (fig. 8.2.1,a)
- camere de tratare a aerului, compuse din filtru, baterii de încălzire şi ventilatoare (fig. 8.2.1,b).

Pentru săli de spectacol precum cele de teatru, operă, concerte etc., care sunt prevăzute cu multiple săli cu destinaţii speciale şi care, după importanţa lor, necesită condiţii de confort (termic, acustic, luminos etc.) speciale, în volumul *„Instalaţii de ventilare şi climatizare"*, sunt tratate în detaliu soluţiile de climatizare a acestor tipuri de clădiri.

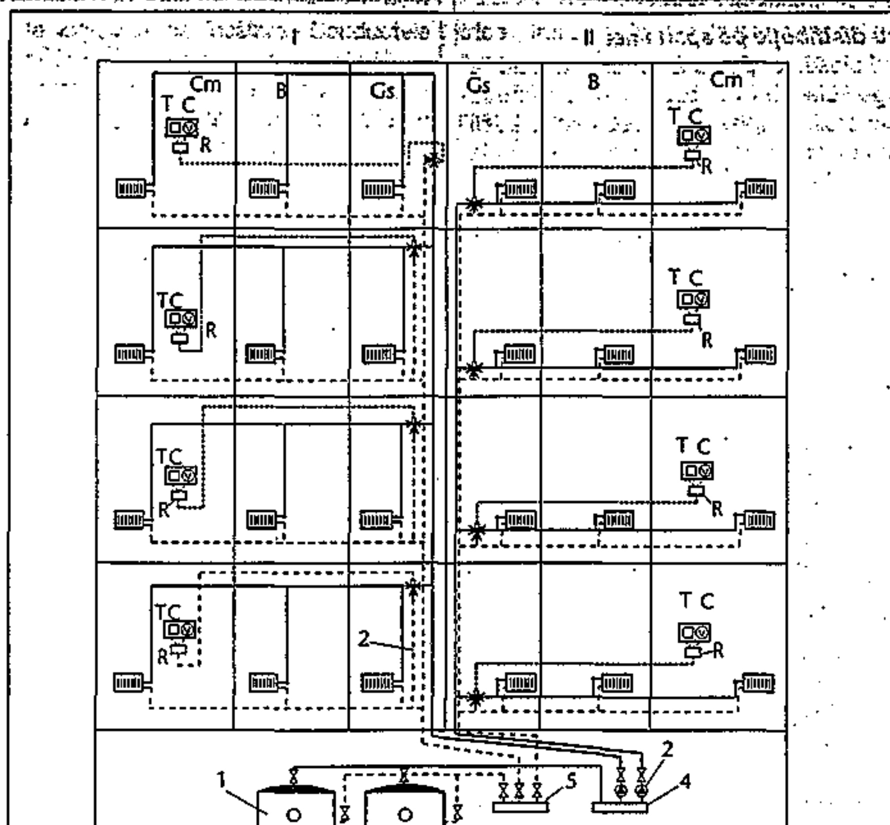


Fig. 8.1.13. Încălzirea unei locuinţe multifamiliale cu prepararea centrală a căldurii şi distribuţia pe apartament:
1 - cazan; 2 - pompă de cazan; 3 - pompă de circulaţie; 4 - BEP; 5 - VEI; 6 - corp de încălzire; T - termostat de cameră; C - ceas programator; R - releu; Cm - cameră; B - bucătărie; Gs - grup sanitar; MTH - modul termohidraulic.

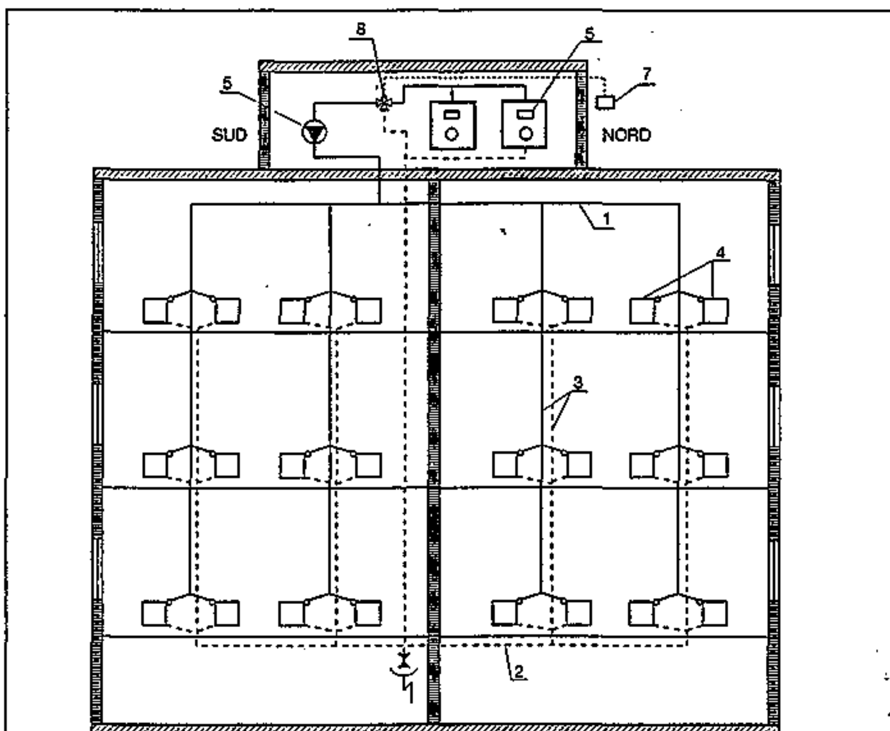


Fig. 8.1.14. Schema unei instalaţii de încălzire la un bloc de locuinţe cu centrala termică amplasată pe terasă:
1 şi 2 - conducte de distribuţie; 3 - coloane; 4 - corpuri de încălzire; 5 - cazan; 6 - pompă de circulaţie; 7 - sondă de temperatură exterioară; 8 - robinet cu 3 căi; 9 - robinete termostatice.

8.2.2. Date de calcul

Calculul se rezumă la stabilirea debitului de aer necesar asigurării încălzirii. Celelalte probleme legate de încălzirea cu corpuri de încălzire, panouri radiante etc. sunt identice cu cele tratate la capitolele respective din prezentul volum.

Debitul de aer necesar pentru a asigura încălzirea și ventilarea se determină ținând seama, în primul rând, de cota parte de aer proaspăt de persoană pe oră. Aceasta variază, în general, între 20 și 40 m^3/h·pers.

La stabilirea numărului de schimburi „n" pe oră se are în vedere că volumul de aer pentru un spectator este de 4...6 m^3. La o valoare medie de 5 m^3 și ținând seama că debitul de aer variază între 20 și 40 m^3/h·pers., rezultă numărul de schimburi n = 4 la 8 schimburi/oră.

Necesarul de căldură Q pentru o sală de spectacol se compune din: Q_p - pierderile de căldură ale sălii; Q_s - aporturile de căldură de la spectatori; Q_v - necesarul de căldură pentru încălzirea aerului proaspăt din exterior.

Pierderile de căldură Q_p ale sălii de spectacol se calculează în conformitate cu STAS 1907. Ele sunt în general mici, întrucât sălile de spectacol sunt înconjurate, în cea mai mare parte, de încăperi anexe încălzite. Pentru calcule aproximative se pot lua ca valori ale pierderilor de căldură specifice q_p = 15...20 W/m^3.

Aporturile de căldură Q_s de la spectatori se calculează considerând degajarea specifică de căldură a spectatorilor q_{sp} = 102 W/pers.

Necesarul de căldură Q_e pentru încălzirea aerului proaspăt din exterior se calculează ținând seama de debitul de aer rece G_e [m^3/h], de temperatura exterioară de calcul t_e și temperatura aerului interior t_i, adică

$Q_e = G_e \cdot c \cdot (t_i - t_e)$ [W]

unde c = 1,30 kJ/m^3·K este capacitatea termică masică a aerului.

8.3. Clădiri cu caracter special

Din această categorie fac parte clădiri ca: biserici, castele, muzee care se diferențiază de celelalte clădiri prin aceea că:

- sunt executate din elemente de construcții cu inerție termica foarte mare (pereți și planșee foarte groase);
- au un program de lucru diferit: bisericile câteva ore , în unele zile sau perioade ale zilei; muzeele și castelele au un program de la 4 la 14 ore/zi;
- bisericile sunt clădiri executate dintr-o încăpere cu volum mare, au o suprafață întinsă și înălțimi foarte mari;
- castelele sunt clădiri executate dintr-un număr destul de mare de camere, cu suprafețe și înălțimi diferite, prevăzute cu pereți și planșee foarte groase, cu inerție termică foarte mare;
- muzeele sunt clădiri, fie independent realizate din amenajarea unor spații, fie înglobate în cadrul altor complexe de clădiri;
- clădirile de cult adăpostesc, în general, obiecte de artă care trebuie conservate.

8.3.1. Încălzirea bisericilor

La biserici care au program zilnic, săptămânal sau de două ori pe săptămână, temperatura interioară se poate considera t_i = 12...15 °C, iar la bisericile în care se desfășoară, pe lângă activități religioase și concerte este necesar să se asigure o temperatură interioară mai ridicată t_i = 16....18 °C. De asemenea, este necesar să se asigure o temperatură de gardă de 6...8 °C în perioada de inactivitate, pentru a proteja obiectele de cult din interior.

Sistemul folosit, până în prezent, la majoritatea bisericilor, a fost de încălzire locală cu sobe, cu combustibili convenționali. La bisericile mai vechi s-a folosit și încălzirea cu aer cald, cu canale prin pardoseală și cu orificii de introducere a aerului în zona centrală, respectiv, în zona pereților exteriori.

La biserici se pot aplica sisteme de încălzire cu:

- panouri radiante de pardoseală care pot menține în zona picioarelor o temperatură cât mai uniformă;
- radianți electrici sau cu gaze, montarea lor făcându-se la înălțimi între 4 și 8 m. Prezintă dificultăți în evacuarea gazelor de ardere;
- corpuri de încălzire: radiatoare, convectoradiatoare sau convectoare, plasate în fața pereților exteriori. Agenții termici pot fi apa caldă sau aburul de presiune joasă. Soluția prezintă dezavantajul că, în perioada rece, de utilizare a bisericii, există pericolul de îngheț al apei în instalație. Soluția

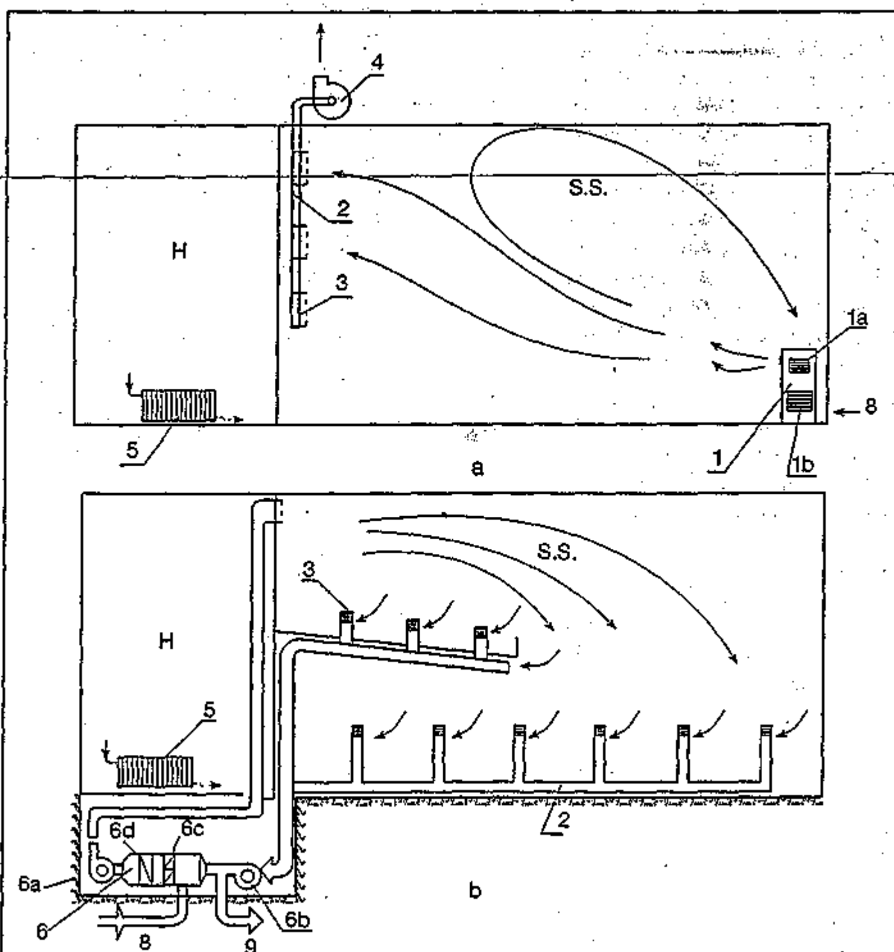


Fig. 8.2.1. Schema de principiu a instalației de încălzire la un cinematograf:
a - varianta cu generator de aer cald; b - varianta cu cameră de tratare a aerului;
1 - generator de aer cald; Ia și Ib - orificii de aer recirculat și aer proaspăt; 2 - canal de aer viciat; 3 - orificii de absorbție aer viciat; 4 - ventilator evacuare aer viciat; 5 - corpuri de încălzire; 6 - camera de tratare a aerului; 6a și 6b - ventilator de introducere și evacuare aer; 6c - baterie de filtrare; 6d - baterie de încălzire; 7 - orificii de introducere aer cald; 8 - aer proaspăt; 9 - aer viciat; H - hol; SS - sală de spectacol.

- este valabilă pentru biserici cu program permanent;

- cu covoare electrice montate pe grinzi, stâlpi sau bolți existente în biserică;

- aer cald cu preparare centrală și distribuție prin canale sub pardoseală. Prepararea aerului se poate face cu ajutorul unui generator de aer cald, amplasat de obicei într-o încăpere la subsol, sub altar, de unde, prin canale sub pardoseală, aerul se poate distribui în interiorul bisericii (fig. 8.3.1.)

Alegerea sistemului de încălzire depinde de mulți factori ca: tipul și vechimea bisericii, configurația arhitecturală, costul investițiilor și al cheltuielilor de exploatare etc.

În aglomerații urbane, încălzirea cu aer sau prin radiație, cu panouri radiante de pardoseală este de preferat. Dacă biserica face parte dintr-un complex cuprinzând clădiri de locuit, administrative etc., unde se dispune de un agent termic, se poate utiliza încălzirea centrală cu apă caldă.

Necesarul de căldură pentru clădiri cu funcționare intermitentă și cu elemente de inerție mare, din care fac parte și bisericile, se calculează aplicând relația:

$$Q = S_p \cdot a\,(t_i - t_o) + S_v \cdot k_v \cdot (t_i - t_e) \text{ [W]} \quad (8.2.1)$$

în care S_p este suprafața elementelor de construcții inerțiale [m²]

- S_v - suprafața elementelor de construcții vitrate [m²]

- k_v - coeficientul de transmisie pentru suprafețele vitrate [W/ m²·K]

- t_i - temperatura interioară [°C]

- t_o - temperatura inițială (considerată în general t_o = 0 °C);

- t_e - temperatura exterioară de calcul [°C];

- a - coeficient de punere în stare de regim a instalației [W/ m²·K]

Valoarea coeficientului a se calculează cu relația

$$a = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_i} + \dfrac{2 \cdot z}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot c \cdot \rho}}} \quad (8.2.2)$$

în care z este timpul de punere în stare de regim (de preîncălzire) a instalației (z = 3...4 h), iar $\sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho}$ este caracteristica materialului din care sunt făcuți pereții. Pentru calculele practice, valoarea coeficientului „a" se găsește în monograma din figura 8.3.2.

Consumul de energie anual se determină cu relația:

$$Q_c = \varphi \cdot Q \quad \text{[W]} \quad (8.2.3)$$

în care Q sunt pierderile de căldură ale clădirii calculate cu relația 8.2.1, iar φ, un factor de utilizare a căldurii care ține seama de modul de utilizare a bisericii precum și de natura combustibilului (tab. 8.3.1.)

8.3.2. Încălzirea muzeelor

La alegerea sistemului de încălzire se au în vedere atât caracteristicile constructive și termotehnice ale clădirii cât și importanța muzeului respectiv, a obiectelor de artă pe care le adăpostește.

În cazul muzeelor cu încăperi mari ca suprafață și volum, se poate utiliza încălzirea cu aer cald sau chiar climatizarea, în funcție de condițiile din interior. Pentru încăperi cu destinație uzuală se poate utiliza încălzirea cu apă caldă cu corpuri de încălzire (radiatoare, convectoare etc.).

Sursa termică se recomandă să fie prevăzută numai pentru clădirea propriu-zisă, inclusiv anexele acesteia.

8.4. Clădiri comerciale, bănci și construcții similare

Aceste clădiri dispun de un hol central, de săli de conferințe, birouri de diverse mărimi, camere cu destinații speciale, garaje, săli de restaurante sau cantine etc.

Alegerea sistemelor de încălzire se face în funcție de destinația clădirii, de importanța ei și de posibilitățile financiare.

Este necesar ca soluțiile alese să țină seama atât de asigurarea parametrilor din interior, în perioada rece cât și în perioada caldă.

Ca soluții de încălzire se pot menționa:

- *Încălzirea cu apă caldă* cu temperatura sub 90 °C în sistem bitub sau monotub, cu circulație forțată. În funcție de mărimea clădirii și a consumatorilor pe care îi alimentează cu căldură, se recomandă realizarea mai multor rețele de distribuție, dând astfel posibilitatea ca toți consumatorii cu același regim de funcționare și cu aceiași parametri ai agentului termic să fie racordați la aceeași rețea de conducte. Se asigură astfel o repartizare a căldurii pe grupe de consumatori și o reglare calitativă și cantitativă în funcție de necesități. De asemenea, sursa termică poate fi echipată cu cazane atât pentru asigurarea încălzirii cât și pentru ventilare, climatizare și apă caldă de consum.

Schema de principiu a unei instalații

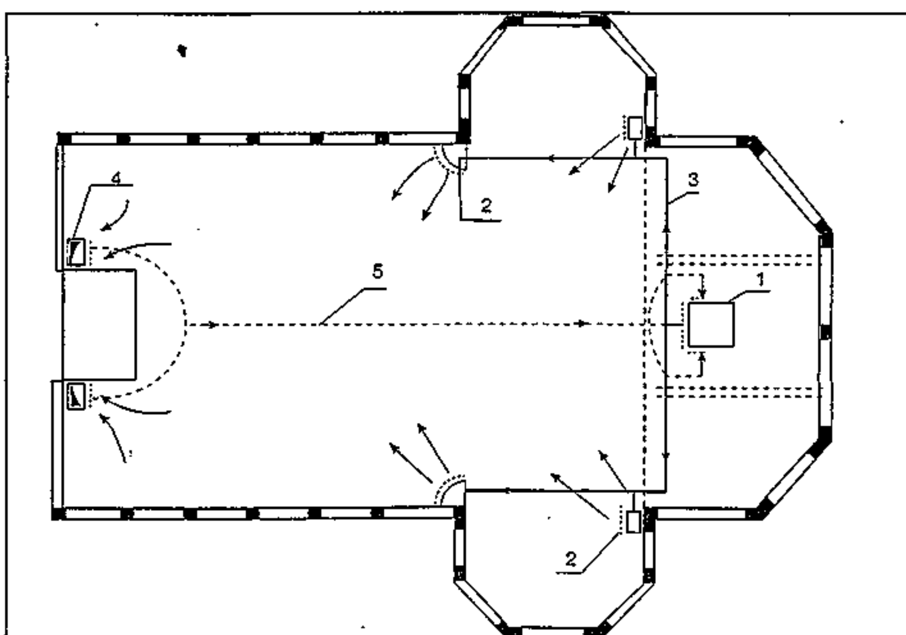


Fig. 8.3.1. Încălzirea cu aer cald a unei biserici:
1 - generator de aer cald; 2 - orificii de introducere; 3 - canale de ducere; 4 - orificii de evacuare; 5 - canale de întoarcere aer (recirculat/evacuat).

Tabelul 8.3.1. Valorile factorului φ de utilizare a căldurii

Natura combustibilului	Modul de asigurare a încălzirii	
	duminica	permanent
gaze naturale	0,090...0,110	0,26...0,31
lichid	0,035...0,043	0,11...0,13
cărbune	0,070...0,090	0,21...0,26
energie electrică	0,350...0,430	1,00...1,30

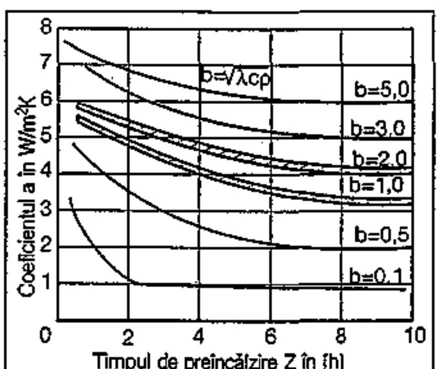


Fig. 8.3.2. Nomograma pentru calculul coeficientului, *a*.

de preparare și distribuție a apei calde la consumatori pentru o clădire administrativă care necesită încălzire, ventilare și apă caldă de consum este prezentată în figura 8.4.1. Centrala termică este prevăzută cu cazane și recuperatoare de căldură. Este o soluție economică deoarece din căldura recuperată de la gazele de ardere se poate preîncălzi apa caldă de consum precum și aerul necesar ventilării. Se asigură astfel o economie importantă de combustibil și o eficiență ridicată a întregii instalații.

- *Încălzirea cu apă caldă* cu temperatura cuprinsă între 55 și 60 °C se folosește la imobile cu birouri.

Ca sistem de încălzire se folosește, în general, încălzirea prin radiație de pardoseală sau de plafon. Agentul termic, în afară de cazane, mai poate fi asigurat de pompe de căldură sau din căldura recuperată.

- *Instalații de climatizare* unde, în perioada rece, se asigură încălzirea iar, în perioada caldă, răcirea aerului. Aceste instalați sunt prevăzute cu echipamente care pot asigura atât încălzirea cât și răcirea aerului (ex: instalațiile de încălzire cu ventiloconvectoare pot asigura iarna încălzirea iar vara răcirea aerului). Agentul termic este preparat într-o centrală termică și distribuit printr-o rețea de conducte la bateriile ventiloconvectoarelor, separate de cele de răcire sau comune.

De asemenea, se prevăd unități de climatizare splituri care să lucreze în pompă de căldură adică, iarna, să asigure total sau parțial încălzirea, iar, vara, să asigure răcirea.

În afara încăperilor ca: birouri, camere de dormit, coridoare, grupuri sanitare, anexe etc., unde încălzirea se poate asigura, în general, cu corpuri de încălzire, sunt și încăperi cu destinație specială ca: săli de reuniuni, holuri de intrare, săli de mese, bucătării și anexe, camere de tezaur etc., unde, de la caz la caz, se adoptă soluții comune de încălzire și ventilare sau climatizare.

Sălile de reuniuni sunt, în general, echipate cu corpuri de încălzire care asigură o temperatură de gardă între 12 și 15 °C, restul de necesar de căldură fiind completat de instalația de ventilare care asigură și o reîmprospătare a aerului din interior.

La holurile de intrare, care la clădirile moderne sunt, în majoritate ,cu pereții exteriori complet vitrați, se recomandă încălzirea cu aer cald introdus prin orificii de pardoseală, în apropierea suprafețelor vitrate,sau încălzirea prin radiație prin pardoseală sau prin plafon. La deschideri mari de uși se recomandă, de asemenea, perdele de aer cald.

Sălile de mese sunt prevăzute, în general, cu corpuri de încălzire care acoperă o încălzire de bază (10...15 °C), restul de necesar de căldură fiind asigurat de instalația de ventilare sau climatizare pentru restaurantele de lux.

Bucătăriile și anexele sunt prevăzute cu radiatoare, registre etc. care, de asemenea, asigură o încălzire de gardă, deficitul de căldură fiind acoperit de instalația de ventilare absolut necesară bucătăriilor și anexelor acestora.

Grupurile sanitare sunt încălzite, de obicei, cu radiatoare.

Camerele de tezaur sau similare acestora sunt, în general, amplasate la subsol, înconjurate de pereți groși și bine armați. Necesarul de căldură este foarte redus, de aceea se recomandă utilizarea corpurilor de încălzire electrice. Pentru camere de tezaur, importante, în care sunt depozitate valori care necesită condiții speciale de microclimă, se prevăd și instalații de ventilare sau climatizare complet independente. Gurile de introducere și evacuare sunt executate din oțel special. Aerul proaspăt este absorbit printr-o priză specială din oțel iar legătura cu interiorul se face printr-un canal circular tot din oțel, șicanat în formă de S care traversează peretele camerei. Se asigură o recirculare a aerului cald de ordinul a 2 până la 3 schimburi pe oră.

8.5. Spitale

Spitalele sunt clădiri cu caracter special întrucât, pe lângă necesarul de căldură pentru încălzire, solicită și alte cantități de căldură sub diverse forme (abur, apă caldă etc.) pentru procesele tehnologice ce se desfășoară în interior. La stabilirea soluțiilor și a puterii termice a sursei de căldură este necesar să se țină seama de toți consumatorii, de natura și ponderea lor.

Costul căldurii într-un spital reprezintă un procentaj de cca 70% din cheltuielile de exploatare globale; de aceea este necesară studierea cât mai detaliată a tuturor factorilor care intervin în stabilirea necesarului de căldură, de producerea căldurii și a modului ei de distribuție.

Spitalele se pot clasifica după mai multe criterii:

- *după tipul de construcție:*
  - clădiri joase, desfășurate pe orizontală (pavilioane), cu un număr redus de niveluri;
  - clădiri înalte, desfășurate pe verticală, cu un număr mare de niveluri;
- *după numărul de paturi:*
  - spitale mici, până la 100 de paturi;
  - spitale medii, între 100 și 500 paturi;
  - spitale mari, peste 500 de paturi;
- *după destinație:*
  - policlinici;
  - spitale specializate (maternități, neurologie, sanatorii etc.);
  - spitale generale;
  - centre de cercetare pe specialități.

Spitalele, după mărime, destinație și importanța lor, necesită cantități de căldură cu temperaturi și presiuni diferite ca, de exemplu, pentru:

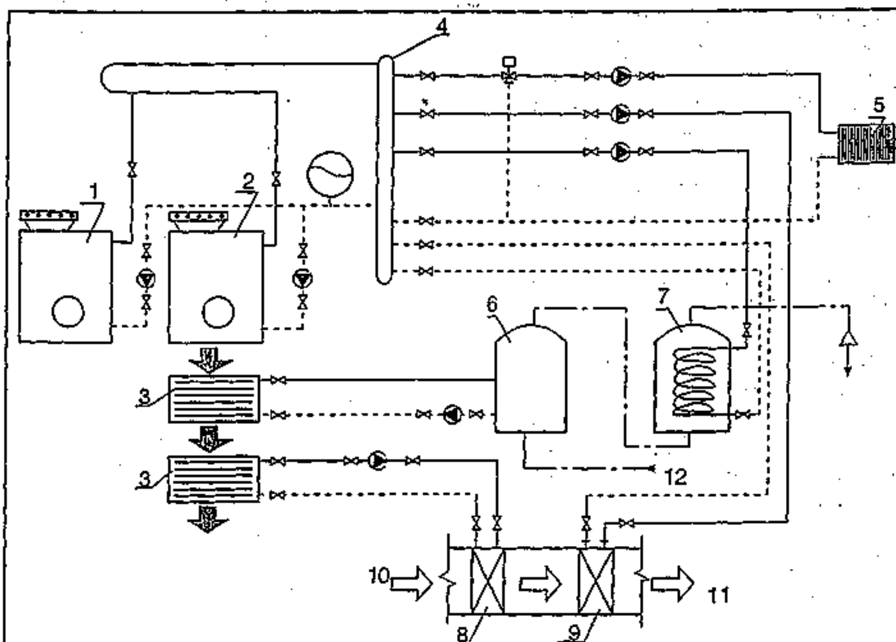


Fig. 8.4.1. Schema unei centrale termice pentru o clădire administrativă: 1 - cazan; 2 - cazan cu condensație; 3 - recuperatoare de căldură; 4 - butelie de egalizare a presiunii; 5 - consumator de încălzire; 6 - rezervor de preîncălzire a apei; 7 - boiler cu preparare rapidă; 8 - baterie de preîncălzire a aerului; 9 - baterie de reîncălzire a aerului; 10 - aer rece; 11 - aer cald; 12 - apă rece.

- instalații de încălzire: apă caldă cu diferite temperaturi în funcție de sistemul de încălzire ales;
- instalații de ventilare: apă caldă sau abur;
- instalațiile de preparat apă caldă de consum: apă caldă sau abur;
- operațiuni de dezinfectare și sterilizare: abur cu presiune cuprinsă între 2 și 4 bar;
- deshidratări și aparate speciale: abur cu presiunea cuprinsă între 10 și 14 bar;
- spălătorie și călcătorie: abur cu presiunea cuprinsă între 2 și 4 bar;
- bucătărie: abur cu presiunea de 0,5 bar.

Întrucât la spitale energia termică este solicitată sub diverse forme (apă caldă, abur, aer cald), cu parametri diferiți și cu un program destul de variat, este necesară asigurarea unei bune gestiuni a acestei energii urmărindu-se, în deosebi, posibilitățile de recuperare a căldurii reziduale și de refolosire a ei în diversele procese tehnologice. Se apreciază că posibilitățile de reducere a consumurilor termice se află undeva între 40 și 50 %, aceasta, ca urmare a recuperării căldurii din aerul viciat, din gazele de ardere ale cazanelor, din circuitele de răcire ale grupurilor frigorifice, din purja sau condensatul nerecuperabil al cazanelor și circuitelor de abur, din apele uzate evacuate de la spălătorii și bucătării.

8.5.1. Microclimatul în spitale

În spitale se impun anumite exigențe specifice climatului interior:

- temperaturi ale aerului interior mai ridicate (frecvent peste 22 °C în camerele bolnavilor);
- control al umidității aerului în încăperile de înaltă tehnicitate (săli de operație, săli post operatorii etc.);
- exigență în ceea ce privește puritatea aerului (se interzice recirculația aerului).

În tabelul 8.5.1. sunt prezentate, pe categorii de importanță, limitele superioare ale temperaturii aerului la încăperile dintr-un spital.

Tabelul 8.5.2. Cantitatea de aer proaspăt

Denumirea încăperii	Cantitatea de aer proaspăt [vol/h]
Cabinete de pediatrie	2
Laboratoare	4...6
Camere de anestezie	5
Camere de bolnavi contagioși	8
Săli de reanimare	5
Săli de operație	6...20

De asemenea, pentru încăperile dintr-un spital care au caracter administrativ se recomandă:

- în perioada de lucru t_i = 18...20 °C;
- în perioada de nefolosire temporară (24...18 ore), t_i = 16 °C;
- în perioada de nefolosire prelungită (peste 48 ore), t_i = 8 °C.

În cazul în care se adoptă încălzirea cu aer cald, este necesară asigurarea unei cantități minime de aer proaspăt, în funcție de destinația încăperii (tab. 8.5.2.)

8.5.2. Sisteme de încălzire

Se utilizează sistemele de încălzire: cu corpuri de încălzire, cu aer cald și prin radiație.

- *Sistemul cu corpuri de încălzire* este cel mai utilizat. Agentul termic este apa caldă cu temperatura maximă de 90 °C. Schema generală de distribuție este inelară sau arborescentă, verticală (inferioară sau superioară) cu una sau două conducte.

În cazul spitalelor înalte, cu multe niveluri, este necesară distribuția pe zone; soluția de amplasare a conductelor orizontale de distribuție în subsol sau într-un etaj tehnic se stabilește printr-o analiză tehnico-economică, luând în considerare toate instalațiile și construcțiile aferente.

Se folosesc corpurile de încălzire cu cele mai mici posibilități de depozitare a prafului ca, de exemplu, radiatoarele.

- *Sistemul cu aer cald* se poate adopta atunci când sistemul cu corpuri de încălzire nu mai asigură necesarul de căldură sau în cazul în care se prevede și ventilarea mecanică, a încăperilor. La instalațiile de încălzire cu aer cald, combinate cu ventilarea se recomandă recuperarea căldurii conținute în aerul viciat evacuat și utilizarea acestuia pentru încălzirea aerului proaspăt introdus.
- *Sistemul de încălzire prin radiație* se realizează cu panouri radiante de pardoseală sau plafon. Utilizarea acestui sistem este recomandată la încăperile cu înaltă tehnicitate medicală precum și în saloanele de bolnavi.

8.5.3. Sursa termică

Echipamentele care asigură necesarul de căldură pentru un spital depind de marimea și destinația lui.

La spitalele mici se prevăd cazane de apă caldă pentru încălzire și preparat apă caldă de consum. Numărul și puterea lor termică se alege astfel încât, dacă unul din cazane s-a defectat, cele rămase în funcțiune să sigure necesarul de căldură maxim atât în perioada de iarnă cât și în perioada de vară. În locul cazanelor de abur necesare pentru nevoile tehnologice (spălătorie, bucătărie, sterilizare etc.) care, în general, sunt mici și care pot ridica

Tabelul 8.5.1. Limitele superioare ale temperaturilor interioare la spitale

Categoria	Denumirea încăperii	Limita superioară a temperaturii t_i [°C]
1	Încăperi unde temperatura interioară constituie un mijloc de tratament sau investigație	Se stabilește de medicul specialist
2	Încăperi cu înaltă tehnicitate medicală: - intervenții chirurgicale - intervenții obstretice - reanimare - supraveghere continuă - săli cu noi născuți - izolări speciale - radiologie	26
3	Încăperi în care pacienții sunt total sau parțial dezbrăcați - săli de consultații - birouri medicale - săli de cercetare, de explorare, de tratamente, de prelevări de probe - grup sanitar, dușuri și băi	24
4	Încăperi cu alte destinații - camerele bolnavilor - camere de gardă	24 (în medie 22)

mult investițiile, se recomandă utilizarea unor utilaje care pot folosi gazele naturale sau energia electrică. Cât privește instalațiile de climatizare care necesită căldură, ele pot fi deservite de cazanele de apă caldă cu care este utilată susa termică.

La spitalele medii, sursa termică trebuie prevăzută în funcție de necesități, cu întregul echipament. Ca și la spitalele mici, se prevăd cazane de apă caldă pentru încălzire, ventilare și prepararea apei calde de consum care pot funcționa cu combustibil lichid sau gazos, după posibilități. Alegerea se face astfel încât, prin defectarea unui cazan, cele rămase în funcțiune să asigure necesarul maxim de căldură în perioada rece. Se recomandă prevederea de recuperatoare de căldură pe circuitul de evacuare a gazelor de ardere de la cazane. Pentru nevoile tehnologice se recomandă utilizarea unor cazane de abur cu presiune ridicată (după necesități) având posibilități de reducere a presiunii în funcție de cerințele consumatorilor. Se are în vedere calitatea vaporilor de apă care, pentru instalațiile de sterilizare și de umidificare a aerului, trebuie să corespundă normelor sanitare. De aceea, este necesar ca pentru producerea aburului să se folosească schimbătoare de căldură executate din oțel inoxidabil.

La spitalele mari, nevoile de energie termică, frigorifică și electrică sunt importante și destul de variabile atât în cursul unei zile cât, mai ales, în cursul unui an. Este necesar un studiu pentru stabilirea necesarului și formei de energie, a modului de producere și de repartiție. Spitalele mari impun existența unei surse proprii de energie termică, cu posibilități de producere a căldurii la un nivel de temperatură ridicat (80 la 100 °C). De asemenea, mașinile frigorifice pot fi echipate cu motoare cu combustie, de unde se poate obține căldură cu temperatura de la 60 la 65 °C. În ambele cazuri se analizează posibilitatea recuperării căldurii și utilizării ei în diversele instalații (încălzire, ventilare, apă caldă de consum).

La alegerea echipamentului sursei termice se ține seama de faptul că procesele tehnologice au ponderea cea mai mare, ele solicitând cantități importante de căldură sub formă de apă caldă, fierbinte sau abur, la temperaturi și presiuni diferite.

Soluțiile posibile sunt cu:

- cazane de abur cu presiune înaltă, având posibilități de asigurare a căldurii sub diferite forme, la consumatori utilizând schimbătoare de căldură și reductoare de presiune;
- cazane de apă fierbinte, cu posibilități de asigurare a căldurii sub diferite forme, la consumatori utilizând schimbătoare de căldură;
- cazane de abur cu presiune medie pentru consumatorii tehnologici și cu cazane cu apă caldă pentru încălzire și, eventual, pentru ventilare și climatizare.

Schema principală a unei surse termice pentru un spital mare în care agentul termic principal este aburul de presiune ridicată (8 la 14 bar) preparat în cazane speciale, distribuit la consumatori tehnologici (deshidratări, sterilizări, spălătorii, bucătării etc.); la consumatorii de încălzire, ventilare, climatizare și la consumatorii de apă caldă de consum este prezentată în fig. 8.5.1.

8.5.4. Consumuri de energie termică

La spitale, consumul de energie termică depinde de mulți factori: număr de paturi, tipul și numărul de unități specializate, tipul de clădire, gradul de utilare, posibilități de recuperare a căldurii etc.

Pentru instalațiile de încălzire, consumurile de căldură au la bază metodele obișnuite de determinare a necesarului de căldură, ținând seama că regimul de funcționare la un spital este continuu, cu reducere în perioada nopții.

Pentru instalațiile de ventilare și climatizare se are în vedere că la spitale este interzisă recircularea aerului; practic, se adoptă soluția cu 100% aer proaspăt. De aceea, pentru reducerea consumurilor de căldură pentru încălzirea aerului proaspăt se prevăd recuperatoare de căldură care pot asigura preîncălzirea aerului rece, preluând căldura de la aerul cald evacuat în exterior. Debitele de aer variază între 5 și 25 $m^3/h{\cdot}m^2$ de suprafață utilă.

Pentru instalațiile de preparare a apei calde de consum se poate considera un consum de 115 la 225 l/zi·pat, apă de 60 °C.

Pentru calcule estimative, se pot considera următoarele consumuri de căldură:

- încălzire 2,5...5 kW/pat
- ventilare și climatizare: 2...12 kW/pat
- apă caldă de consum: 1...2 kW/pat
- nevoi tehnologice: 2,5...5 kW/pat.

8.6. Săli de sport

Clădirile care adăpostesc sălile de sport sunt foarte diferite întrucât forma, mărimea și elementele componente depind de probele sportive care se desfășoară în incinta lor. De asemenea, se are în vedere că, în afara concursurilor și antrenamentelor care se desfășoară în sălile de sport, aici pot fi organizate și expoziții, reuniuni etc. Rezultă de aici că orarul de funcționare la aceste tipuri de clădiri este foarte variat.

Majoritatea sălilor de sport cuprind, în afara sălii propriu-zise unde se desfășoară competițiile sportive, și o serie

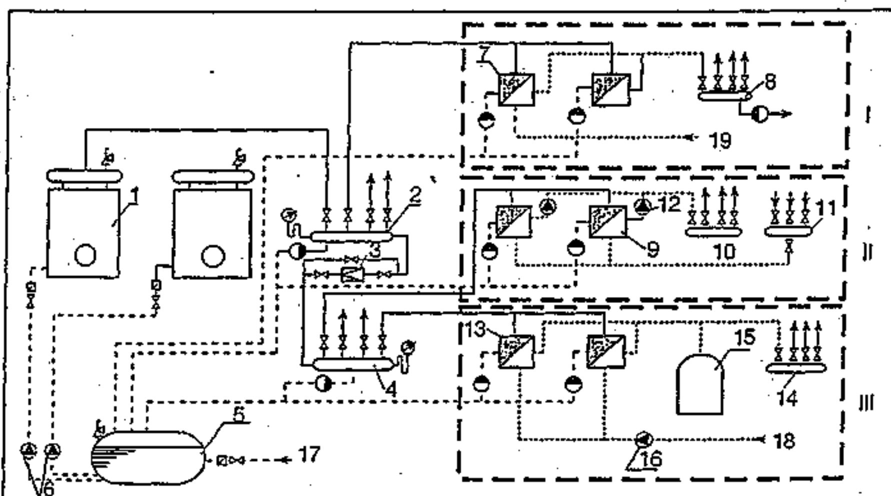


Fig. 8.5.1. Schema de principiu a unei surse termice pentru un spital cu peste 500 de paturi prevăzută cu cazane de abur de presiune înaltă:
I - gospodăria de abur pentru consumatorii tehnologici; II - gospodăria de abur pentru încălzire, ventilare și climatizare; III - gospodăria de abur pentru preparat apă caldă de consum; 1 - cazan de abur; 2 - distribuitor de abur de presiune înaltă; 3 - reductor de presiune; 4 - distribuitor de abur de presiune medie; 5 - rezervor de condensat; 6 - pompe pentru pomparea condensatului; 7 - schimbătoare de căldură pentru nevoi tehnologice; 8 - distribuitor de abur; 9 - schimbătoare de căldură cu plăci pentru încălzire și ventilare; 10 și 11 - distribuitor și colector de apă caldă; 12 - pompe de circulație apă caldă; 13 - schimbătoare de căldură cu plăci pentru preparat apă caldă de consum; 14 - distribuitor apă caldă de consum; 15 - rezervor de acumulare; 16 - pompă de circulație; 17 - apă tratată; 18 - apă rece; 19 - apă rece demineralizată.

de anexe (birouri, săli de antrenamente, magazine, cabine ale sportivilor etc.).

Sălile de sport, după modul în care se desfășoară competițiile sportive, se împart în două categorii:
- pe suprafețe uscate - săli de sport comune;
- pe suprafețe umede - piscine, patinoare.

8.6.1. Săli de sport comune

Încălzirea spațiilor din sălile de sport se face diferențiat:
- pentru sala propriu-zisă, adoptând soluția cu aer cald;
- pentru anexe, adoptând soluția cu corpuri de încălzire, ventiloconvectoare și, chiar, încălzire prin radiație de pardoseală.

Sursa termică cuprinde echipamentele necesare pentru asigurarea agenților termici pentru încălzire, ventilare, apă caldă de consum (băi, dușuri, bucătării etc.). Agenții termici sunt apa caldă cu temperatura până la 90 °C sau aburul de presiune joasă cu presiunea până la 1,7 bar.

În figura 8.6.1 este prezentat modul de încălzire a unei săli de sport prevăzută cu tribune laterale. Clădirea este prevăzută cu toate echipamentele necesare preparării și distribuției aerului cald. Stația de tratare a aerului și centrala termică sunt amplasate în încăperi special amenajate la subsol. Introducerea aerului se face prin gradene, sub acestea fiind prevăzute camere de presiune, alimentate cu aer cald.

În figura 8.6.2 este prezentată o sală de sport având 4 000 m², care cuprinde săli de gimnastică, de judo, scrimă, culturism etc. Este desfășurată pe 6 niveluri, iar echipamentul instalațiilor care asigură microclimatul din interior este, în totalitate, bazat pe energia electrică. Încălzirea, răcirea și prepararea apei calde de consum sunt asigurate de o pompă de căldură apă-apă reversibilă cu o putere de 366 kW/frig și 463 kW/cald. Sala de gimnastică este echipată cu ventiloconvectoare iar birourile și anexele cu corpuri de încălzire. Foaierul principal care are o suprafață de 350 m² este încălzit cu panouri radiante de pardoseală. De asemenea, sala principală de sport (1200 m²) este încălzită prin radiație cu panouri radiante de pardoseală. În toate sălile de sport se asigură o ventilare mecanică cu împrospătare de aer. Puterea instalată repartizată pe principalele echipamente ale instalației este următoarea: iluminat = 60 kW; pompa de căldură = 136 kW; tratarea aerului și evacuarea lui = 15 kW; apa caldă de consum = 15 kW. O gestiune tehnică centralizată asigură reglarea, programarea și delestajul tuturor instalațiilor de încălzire, răcire, ventilare, iluminare etc.

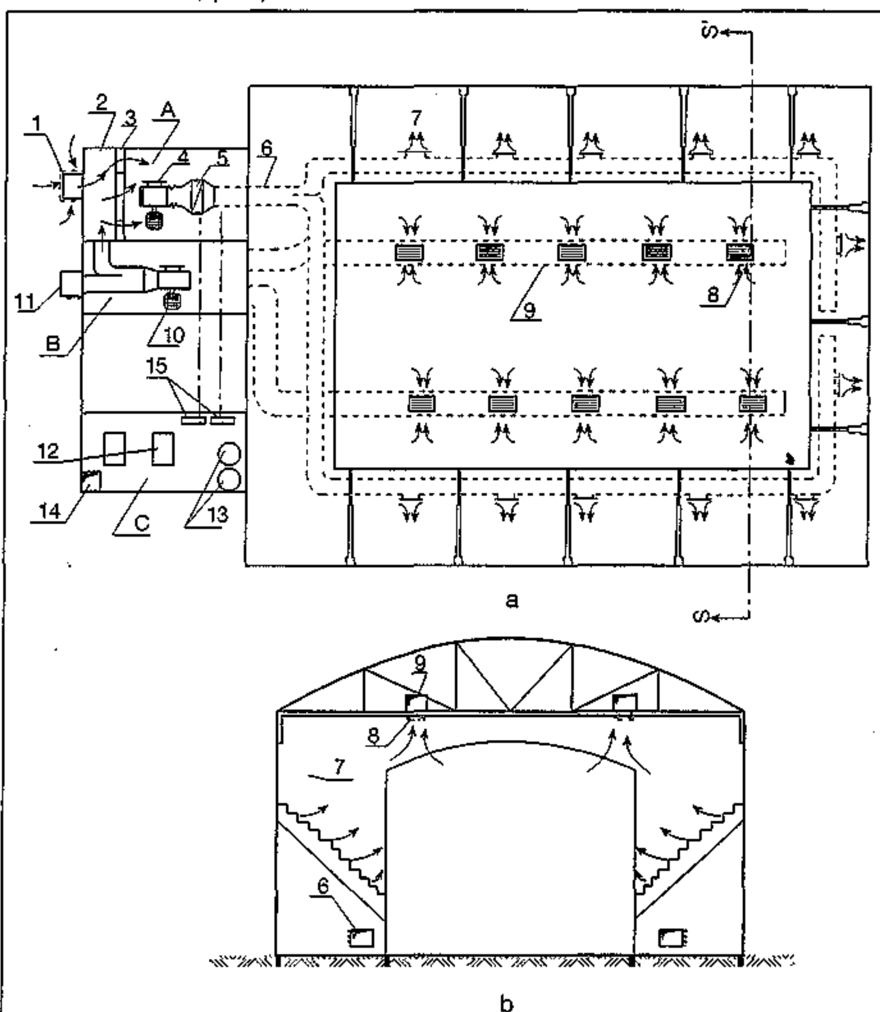
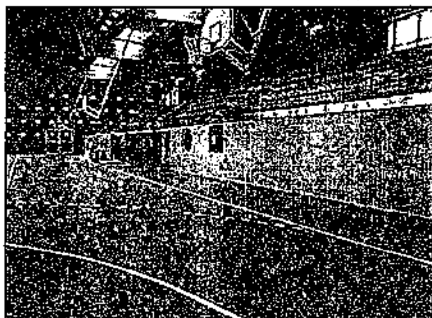


Fig. 8.6.1. Încălzirea cu aer cald a unei săli de sport:
a - plan; b - secțiunea S-S';
A - camera de tratare a aerului; B - camera de absorbție a aerului din interior; C - centrala termică.
1 - priză de aer proaspăt; 2 - camera de amestec; 3 - baterie de filtrare; 4 - ventilator de introducere; 5 - baterie de încălzire; 6 - canal de aer cald; 7 - orificii de introducere sub gradene; 8 - orificii de absorbție; 9 - canal de evacuare; 10 - ventilator de evacuare; 11 - priză de evacuare aer viciat; 12 - cazane; 13 - boilere; 14 - coș de fum; 15 - distribuitor/colector.



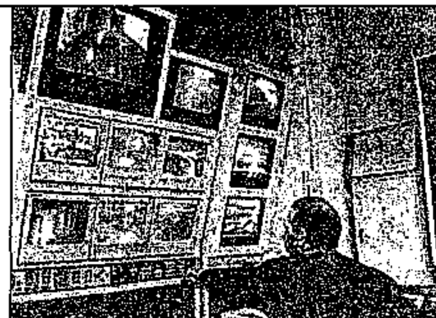


Fig. 8.6.2. Sală de sport pentru anii 2000:
a - vedere din sala de sport; b - vedere din camera de tratare a aerului; c - tabloul general de vizualizare și comandă.

8.6.2. Piscine

Piscinele sunt spații construite ca baze sportive sau de agrement, acoperite sau descoperite. Problemele termice se referă la: încălzirea apei din bazin; încălzirea sălii propriu-zise, inclusiv anexele, ventilarea și asigurarea cu apă caldă a dușurilor. Încălzirea apei din bazin se realizează cu aparate în contracurent, alimentate cu apă caldă de la o centrală termică (fig. 8.6.3).

Încălzirea aerului necesar încălzirii și ventilării sălii se realizează cu baterii de încălzire alimentate cu apă caldă. Necesarul de căldură pentru o piscină este acoperit în proporție de 50...60% cu corpuri de încălzire, restul cu aer cald.

Prepararea apei calde pentru dușuri se face în schimbătoare de căldură cu și fără acumulare de căldură.

La piscine și, în special, la cele destinate concursurilor se recomandă realizarea unei încălziri prin pardoseală a suprafeței din jurul bazinului, pentru a o păstra cât mai uscată.

Necesarul de căldură pentru piscine depinde de: tipul construcției, supafața bazinului, volumul de apă din bazin, numărul de dușuri, de spectatori etc.

Pentru calculele practice, se au în vedere datele tehnice din tabelul 8.6.1.

Repartizarea debitelor de căldură specifice pe consumatori, raportați la 1 m² de suprafață a bazinului, este dată în tabelul 8.6.2.

În diagrama din figura 8.6.4. se pot citi, orientativ, consumurile termice zilnice, medii, pentru piscine deschise și piscine private din cadrul hotelurilor.

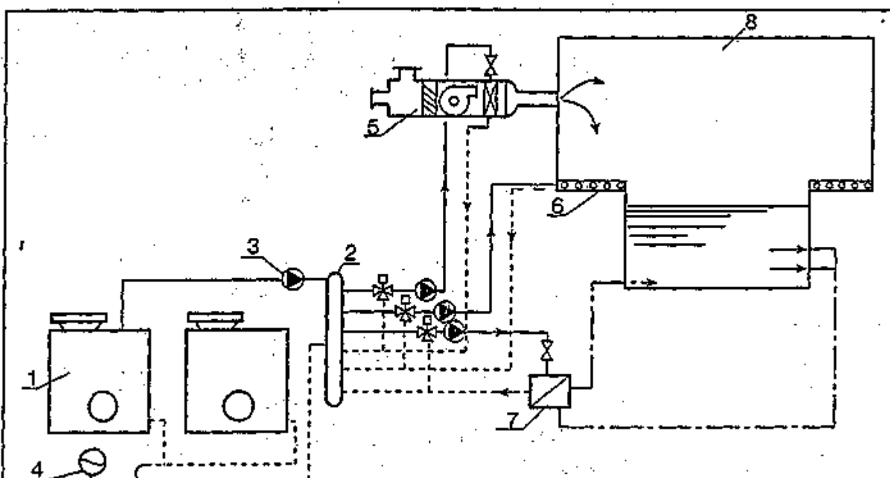


Fig. 8.6.3. Schema de principiu a unei instalații de încălzire și ventilare la o piscină publică:
1 - cazane de apă caldă; 2 - baterie de egalizare a presiunii; 3 - pompă de circulație; 4 - vas de expansiune; 5 - cameră de tratare a aerului; 6 - panouri de pardoseală; 7 - schimbător de căldură cu plăci; 8 - piscină.

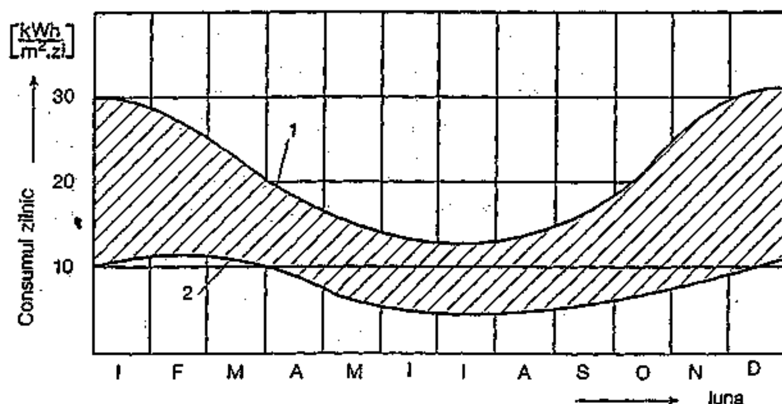


Fig. 8.6.4. Consumurile de căldură zilnice medii specifice pentru piscine:
1 - piscine acoperite; 2 - piscine de hotel.

Tabelul 8.6.1. Date tehnice privind piscinele	
Denumirea	Valoarea
- temperatura apei	+28 °C
- temperatura aerului	+27 °C
- umiditatea relativă maximă	70%
- debitul specific minim de aer proaspăt	10 m³/h·m²
- suprafața pardoselii cabinelor de dezbrăcare	0,5 m²/m²
- suprafața pardoselii holului de intrare	0,2 m²/m²
- suprafața încăperilor anexe	0,1 m²/m²
- numărul de dușuri	0,08 buc/m²
- numărul de zile de funcționare	300 zile
- numărul de ore de funcționare/zi	12 h/zi
- necesarul de apă rece	50 kg/m²·zi
Obs. Raportarea se face la 1 m² de suprafață a bazinului	

8.7. Clădiri industriale

Clădirile industriale datorită specificului lor, pun probleme deosebite privind asigurarea climatului din interiorul încăperilor. Se are în vedere că sunt clădiri unde procesele tehnologice nu impun condiții speciale de asigurare a temperaturilor în interior, unele chiar nefiind încălzite. Sunt clădiri care nu numai că necesită încălzirea încăperilor, dar solicită asigurarea unui climat deosebit, fiind necesar în acest caz ca încălzirea să fie combinată cu climatizarea.

În general, sistemele de încălzire depind de specificul clădirii, de procesul tehnologic, și de dimensiunile acesteia.

Se pot utiliza atât sistemele de încălzire statice (radiatoare, registru, panouri radiante etc.) cât și sistemele de încălzire dinamice (aeroterme, generatoare de aer cald) independente sau în combinații cu ventilarea.

Clădirile cu gabarite reduse pot fi încălzite utilizând echipamente clasice, ca și la clădirile terțiare, radiatoare, convectoare, registre, folosind apă caldă, aburul, sau energia electrică.

Clădirile cu gabarite mari, cu lungimi și lățimi de peste 10m și mai ales cu înălțimi mari, pot utiliza o gamă foarte variată de echipamente de încălzire, urmărindu-se pe lângă asigurarea desfășurării în bune condițiuni a procesului

Tabelul 8.6.2. Repartizarea debitelor de căldură specifice pe consumatori		
Denumirea consumatorului	Debitul de căldură specific [kW/m²]	Procente
- evaporarea apei	0,16	3
- încălzire	0,92	31
- ventilare	0,76	26
- apă de adaos	0,13	4
- dușuri	1,03	36
Total	3,00	100

9.1. Reglementări privind exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire

Exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire pe întreaga durată de funcționare se fac corespunzător unor reglementări tehnice specifice: legi, hotărâri, decrete, ordonanțe, normative, instrucțiuni, reglementări, standarde etc.

Legile, hotărârile, decretele și ordonanțele creează cadrul legislativ privind exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire; ele sunt în principal următoarele: Legea nr. 10/1995 - privind calitatea în construcții, Legea 137/1995 - privind protecția mediului, H.G. 273/1994 - Regulamentul de recepție a lucrărilor de construcții și instalații cu anexa: Cartea tehnică a construcției, H.G. 425/1994 - Regulamentul privind agrementul tehnic pentru produse, H.G. 166/1994 - Hotărârea privind durata normată de funcționare a mijloacelor fixe etc.

Exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire este reglementată de I 13/1-1996 „Normativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire centrală" și de o serie de alte prescripții specifice:

- prescripții tehnice ISCIR (C 1 - proiectarea, execuția, montarea, repararea, instalarea, exploatarea și verificarea cazanelor de apă fierbinte, C 30 - idem - cazane mici de abur, C 31 - idem - cazane de abur de joasă presiune și apă caldă, C 4 - idem - recipiente metalice sub presiune, C 38 - proiectarea și execuția instalațiilor de automatizare pentru cazane de abur, C 15 - montarea, exploatarea și verificarea conductelor de abur și apă fierbinte sub presiune, C 18 - regimul chimic al generatoarelor de abur și apa fierbinte, CR 9 - autorizarea sudorilor care execută lucrări de reparare și montare a instalațiilor sub presiune etc.);
- prescripții tehnice RENEL (PE 204 - exploatarea punctelor termice, PE 215 - exploatarea rețelelor de termoficare, PE 227 - exploatarea gospodăriilor de combustibili solizi, lichizi și gazoși, PE 221 - recepția și punerea în funcțiune a rețelelor de termoficare etc.);
- norme generale de prevenire și stingere a incendiilor pe durata execuției, reparației instalațiilor de încălzire.

La alte categorii de instalații aferente instalațiilor de încălzire vor fi utilizate reglementările specifice ale acestora, I 5, I 6, I 7, I 33 etc.).

Pentru exploatarea elementelor componente ale instalațiilor de încălzire se utilizează standarde specifice (pentru conducte, pompe, rezervoare, schimbătoare de căldură, corpuri de încălzire, aparate și armături, dispozitive de siguranță, fitinguri, materiale de etanșare și de izolare etc.).

Pentru aparatura și materialele din import se utilizează agrementele tehnice specifice.

9.2. Punerea în funcțiune a instalațiilor

Se face după ce acestea au fost supuse unor verificări, încercări și probe care să confirme că instalațiile sunt etanșe, se comportă satisfăcător, rezistă mecanic la temperatura nominală a agenților termici și realizează parametrii proiectați.

Verificările se pot face atât pentru întreaga instalație cât și pentru părți din instalație, când acest lucru este posibil.

Se execută verificări atât la instalațiile propriu-zise și auxiliare, cât și la părțile de construcții aferente instalațiilor.

Instalațiile de încălzire noi sau la care s-au făcut reparații capitale se verifică și se încearcă înaintea punerii în funcțiune. Utilajele, aparatura și diversele materiale utilizate în instalații vor avea agremente tehnice sau, după caz, de calitate care să le ateste calitățile și caracteristicile. La verificările prealabile se are în vedere în primul rând:

- concordanța instalațiilor cu proiectul de execuție; concordanța caracteristicilor aparaturii și utilajelor montate cu cele indicate în proiect; dimensiunile și calitatea materialelor care compun instalațiile (țevi, armături, fitinguri, suporturi, materiale termoizolatoare și de protecție etc.); pozițiile și amplasarea echipamentelor; pozițiile și caracteristicile elementelor de automatizare de comandă și execuție; pozițiile conductelor corespunzător proiectului de execuție (cote de montare, pante etc.)

De asemenea, se verifică totodată: existența documentației prevăzută în Prescripțiile Tehnice I.S.C.I.R pentru părți din instalații care fac obiectul acestor prescripții (ex.: Cartea tehnică a construcției, plăcile de timbru la cazane și schimbătoare de căldură) și existența proceselor verbale de lucrări ascunse executate în diversele etape ale lucrării.

Încercările utilajelor, aparaturii și materialelor se fac de către producători și sunt specificate în certificatele de calitate care însoțesc produsele iar, după montarea în instalații, ele vor fi încercate în vederea verificării funcționării și a efectuării anumitor corecții de funcționare. Utilajele din instalații prevăzute cu elemente în mișcare se pot încerca racordate sau nu la instalație.

În timpul încercărilor de funcționare a utilajelor se efectuează și o serie de reglări ale acestora sau ale pozițiilor de montare, urmărindu-se și funcționarea elementelor auxiliare (electrice, automatizare, de siguranță etc.).

Instalațiile de încălzire se supun, de asemenea, la o serie de probe necesare verificării asigurării nivelurilor minime de performanță referitoare la cerințele de calitate. Probele se efectuează pentru întreaga instalație sau pentru porțiuni din instalație, dacă acest lucru este posibil.

Probele la care se supun instalațiile de încălzire sunt: la rece, la cald, de eficacitate, de funcționare.

Unele probe pot fi efectuate împreună (ex. proba de eficacitate poate să coincidă cu cea la cald).

Proba la rece se execută în scopul verificării etanșeității și rezistenței mecanice a instalațiilor de încălzire. Se realizează prin supunerea instalației de încălzire la o anumită presiune utilizând, de regulă, apa rece; pentru anumite instalații sau părți de instalații se admite pentru probe și utilizarea aerului.

În vederea constatării rezultatelor, probele la rece se fac înainte de a executa izolarea termică a conductelor sau utilajelor, finisajele, mascarea conductelor sau înainte de a astupa șanțurile sau a închide canalele termice.

Proba la cald se execută în scopul verificării etanșeității, a modului de comportare la dilatare - contractare a instalației de încălzire și a circulației agentului termic la temperatura nominală.

Proba de cald se face după executarea probei la rece și a operației pregătitoare . Ca și în cazul probei la rece, proba la cald se poate executa și pe anume părți ale instalațiilor (instalația interioară, rețelele termice, centrala termică etc.), urmând ca, în final, proba să fie efectuată pe ansamblul instalației de încălzire.

Proba la cald se face înainte de a executa termoizolațiile, finisajele, mascările sau de a îngloba instalațiile în elementele de construcții.

Pentru executarea probei la cald, instalațiile vor fi alimentate cu agent termic de la sursa termică definitivă, dacă acest lucru este posibil, sau de la o sursă termică provizorie capabilă să asigure debitul, presiunea și temperatura agentului termic necesar probei. Se execută cu respectarea riguroasă a succesiunii operațiilor indicate de către proiectant sau furnizorul de utilaje.

În vederea evitării șocurilor termice proba la cald se execută în două etape.

Proba de eficacitate constă în a verifica dacă instalația realizează parametrii prevăzuți în proiect. În acest scop proba se realizează, de regulă, în sezonul rece cu temperaturi exterioare sub 0 °C. În timpul probei instalația

trebuie să funcționeze continuu iar clădirile aferente să se găsească în condiții normale de lucru (cu ușile și ferestrele închise).

Proba de eficacitate se efectuează după ce parametrii agentului termic au fost stabiliți la valorile cerute conform graficului de reglare cu 48 de ore înainte. Principalul parametru măsurat este temperatura interioară a încăperilor clădirii.

Proba de funcționare constă în verificări făcute asupra utilajelor și elementelor componente ale instalațiilor de încălzire în timpul funcționării acestora. Proba de funcționare poate să coincidă cu proba de eficacitate sau cu proba la cald sau poate fi făcută separat pentru elementele componente ale instalației în vederea efectuării anumitor reglări.

Probele se fac atât la utilajele cu elemente în mișcare (motoare, compresoare, arzătoare) cât și pentru utilaje fără elemente în mișcare (schimbătoare de căldură, sisteme de siguranță etc.).

9.3. Recepția lucrărilor

Recepția lucrărilor de instalații reprezintă una dintre componentele sistemului calității în construcții. Reprezintă acțiunea prin care investitorul acceptă să preia lucrarea în conformitate cu documentația de execuție și cartea tehnică a construcției certificându-se totodată că executantul și-a îndeplinit obligațiile contractuale.

Recepția lucrărilor se face atât pentru lucrările noi cât și pentru cele de reparații capitale, modificări, modernizări, extinderi etc.

Recepția lucrărilor este organizată de investitor și se face cu acordul investitorului și executantului lucrării; când aceștia nu ajung la un acord, recepția se face prin instanță judecătorească.

În urma recepției lucrării aceasta poate fi dată în exploatare.

Etapele de realizare a recepției sunt:

- recepția la terminarea lucrărilor;
- recepția finală.

9.3.1. Recepția la terminarea lucrărilor

Are loc la maximum 15 zile de la terminarea lucrărilor. În acest scop, investitorul numește o comisie de recepție alcătuită din cel puțin 5 membri (7 membri pentru lucrările de importanță excepțională). Din această comisie, pe lângă specialiști din domeniu, vor face parte obligatoriu un reprezentat al investitorului și un reprezentant al administrației publice locale. Din comisia de recepție nu pot face parte reprezentanți ai executantului și proiectantului lucrării, aceștia având calitatea de invitați. La recepția unor clădiri de importanță deosebită și a instalațiilor aferente acestora (clădiri mai înalte de 28 m, săli cu capacități mai mari de 15 persoane, hoteluri, spitale, cămine) din comisia de recepție trebuie să facă parte și un reprezentant al Comandamentului teritorial al trupelor de pompieri.

Data recepției lucrării și componența comisiei va fi comunicată executantului și proiectantului, în scris, de către investitor. Investitorul are obligația să pună la dispoziția comisiei de recepție documentația de execuție a lucrării și alte documente necesare care să includă punctul de vedere al proiectantului privind execuția lucrării.

Examinările și constatările comisiei de recepție se fac prin: cercetare vizuală; analiza documentelor cuprinse în cartea tehnică a construcției.

Comisia de recepție examinează:

- dacă au fost respectate prevederile din autorizația de construcție, din avize și alte condiții de execuție;
- dacă executarea lucrărilor a fost făcută conform documentației de execuție, a reglementărilor specifice cu respectarea cerințelor de calitate;
- referatul prezentat de proiectant privind modul de execuție al lucrării;
- dacă toate lucrările au fost executate conform contractului.

Toate observațiile și concluziile se consemnează într-un proces verbal de recepție tipizat. Recepția la terminarea lucrărilor poate fi amânată sau, după caz, respinsă. Recepția se amână când se constată lipsa sau neterminarea unor lucrări, dacă lucrarea prezintă vicii care pot fi remediate sau dacă există dubii privind calitatea lucrărilor.

Admiterea recepției se face dacă, în final, nu există obiecții sau observațiile consemnate nu afectează lucrarea conform destinației sale. După acceptarea recepției investitorul nu mai poate emite pretenții, cu excepția viciilor ascunse constatate ulterior.

9.3.2. Recepția finală

Se face după expirarea perioadei de garanție prevăzută în contract. La recepția finală participă: investitorul, executantul lucrării, proiectantul, comisia de recepție numită de investitor.

Comisia de recepție examinează:

a) procesele verbale, de recepție la terminarea lucrărilor, cu observațiile conținute în acestea;

b) finalizarea lucrărilor cerute cu ocazia recepției la terminarea lucrărilor;

c) referatul investitorului privind comportarea instalațiilor în perioada de garanție.

Dacă nu sunt respectate una sau mai multe din cerințele de calitate în construcții recepția finală se respinge. La terminarea recepției finale, comisia va consemna observațiile într-un proces verbal. Data admiterii recepției finale este data notificării de către investitor a hotărârii de acceptare a acesteia.

9.4. Cartea tehnică a construcției

Reprezintă un ansamblu de documente tehnice referitoare la proiectarea, execuția, recepția, exploatarea, comportarea în exploatare și evoluția în timp a construcției și a instalațiilor aferente acesteia. Se întocmește într-un singur exemplar de către investitor, înainte de recepția finală, împreună cu proiectantul general al lucrării și proiectanții pe specialități.

Cartea tehnică a construcției cuprinde capitole de documentare tehnică privind:

- proiectarea;
- execuția;
- recepția;
- exploatarea, întreținerea, repararea.

9.4.1. Documentele privind proiectarea, execuția și recepția

Documentația tehnică privind proiectarea va cuprinde: acte referitoare la tema de proiectare, avize, amplasarea construcției; documentația tehnică de execuție cu modificările apărute în timpul execuției; breviare de calcul pe specialități; caiete de sarcini.

Documentația tehnică de execuție va cuprinde: autorizația de execuție a construcției; documentația de calitate de pe parcursul lucrărilor, încercări, comunicări și dispoziții de șantier, procese verbale de lucrări ascunse; expertize tehnice și cercetări efectuate ca urmare a accidentelor tehnice sau greșeli de construcție; caiete de atașamente cu lucrări executate și evidența evenimentelor (cutremure, inundații, temperaturi excesive etc.).

Documentația tehnică privind recepția va cuprinde: procese verbale de recepție la terminarea lucrărilor și anexele acestora; alte acte încheiate la cererea comisiei de recepție.

9.4.2. Documentele privind exploatarea, întreținerea și repararea

Documentația privind comportarea și exploatarea va cuprinde: prescripțiile proiectantului privind exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire aferente, inclusiv lista prescripțiilor de bază ce se cer respectate; proiectele modificatoare apărute pe parcursul

execuției lucrărilor de instalații; jurnalul evenimentelor; procese verbale de predare - primire în cazul schimbării proprietarului.

Prescripțiile proiectantului vor fi însoțite de planuri și scheme de funcționare a instalațiilor. Pentru principalele utilaje în funcțiune se vor indica modul de exploatare a acestora în diverse regimuri de funcționare. Pentru cazane, recipiente sau alte utilaje care lucrează sub presiune vor fi întocmite instrucțiuni de exploatare conform prescripțiilor tehnice I.S.C.I.R.

Cartea tehnică a construcției se păstrează pe toată durata existenței construcției și instalațiilor aferente, până la demolarea lor.

9.5. Exploatarea instalațiilor de încălzire

9.5.1. Prevederi generale

Prin exploatarea instalațiilor de încălzire se urmărește realizarea distribuției corecte și continui a căldurii necesare încălzirii, corespunzător condițiilor climatice (temperatura exterioară, viteza vântului etc.) și temperaturilor interioare din încăperile clădirilor.

Exploatarea instalațiilor de încălzire în condiții de siguranță cuprinde operații de supraveghere a funcționării instalațiilor și de control al calității agentului termic (direct sau cu sisteme automatizate), lucrări de întreținere revizie și reparații. Exploatarea trebuie făcută astfel încât să fie evitate pe cât posibil avariile și defecțiunile iar în cazul apariției acestora să poată fi luate măsuri de repunere în funcțiune a instalației în condiții de siguranță.

9.5.2. Reglarea instalațiilor

Se efectuează prin modificarea regimului hidraulic și de temperatură a agentului termic în scopul asigurării în clădiri a condițiilor de temperatură corespunzător normelor în vigoare (Normativ I 13 etc.) și cerințelor consumatorilor.

În ceea ce privește reglarea furnizării căldurii aceasta se poate face prin: reglare calitativă (variația temperaturii agentului termic); reglare cantitativă (variația debitului agentului termic și reglare mixtă (calitativă - cantitativă).

Utilizarea metodelor de reglare se face în funcție de sistemul de alimentare cu căldură, agentul termic utilizat, tipul instalațiilor interioare, categoria clădirilor încălzite etc., cât și în funcție de sistemul de automatizare cu care este prevăzută instalația de încălzire.

Reglarea poate fi executată local (la consumatori) sau central (la sursa termică), prin acționare asupra instalațiilor din încăperi, grupuri de încăperi, clădiri sau grupuri de clădiri. Reglarea presupune, în general, executarea următoarelor operații: măsurarea parametrilor agentului termic (debit, temperatură, presiune etc.); compararea valorilor parametrilor naturali cu cei din proiect; comandarea și acționarea organelor de reglare. Aceasta impune ca instalațiile de încălzire să fie dotate cu aparate de măsură, control și reglare necesare.

Ținând seama de modul de exploatare, reglarea instalațiilor impune două etape de acționare: la punerea în funcțiune și în timpul funcționării instalației.

Reglarea la punerea în funcțiune are drept scop realizarea parametrilor proiectați ai instalației (temperaturi, debite, presiuni etc.). Se reglează în primul rând sistemele care asigură protecția și siguranța instalației.

Reglarea în timpul funcționării are drept scop realizarea și menținerea parametrilor agenților termici în concordanță cu cerințele consumatorilor. Reglarea parametrilor agenților termici se poate face central, la sursa termică, local, la consumatorii de căldură, sau combinat (central + local). Alegerea uneia din aceste soluții se face ținând seama de regimul de funcționare a instalației. Reglarea se poate realiza manual sau automat, ultima variantă fiind caracterizată prin eficiență sporită. La clădirile prevăzute cu regimuri de funcționare definitivă, respectiv, cu parametrii ai agentului termic diferiți, reglarea se asigură pe grupe de consumatori. În cazul reglării automate a parametrilor agenților termici, sesizarea și măsurarea temperaturilor interioare și exterioare precum și variația parametrilor agentului termic se face continuu în funcție de graficele de reglare. Acestea se stabilesc pentru fiecare zonă climatică, determinată de temperatura exterioară, ținând seama de acțiunea vântului asupra clădirii. În cazul reglării automate a funcționării instalației de încălzire, curbele de reglare sunt cuprinse în memoria regulatorului de căldură.

Sistemele de reglare mai complexe pot fi programate să includă unele corecții, în timpul funcționării, având în vedere acțiunea vântului, însorirea, programarea diurnă sau sezonieră.

În cadrul capitolelor destinate sistemelor de încălzire (4) și centralelor termice (5) sunt tratate și aspectele legate de reglarea instalațiilor în funcție de sistemul de încălzire, parametrii agentului termic, mod de funcționare etc.

9.5.3. Regimul chimic al agenților termici

Pentru a preveni avarierea sau reducerea eficienței funcționării instalațiilor de încălzire agenții termici utilizați trebuie să corespundă anumitor cerințe privind compoziția chimică. Deficiențele care apar în urma utilizării unei ape necorespunzătoare din punct de vedere chimic se datorează, în special, depunerii sărurilor conținute în apă sau coroziunii instalațiilor.

Apa utilizată ca agent termic în instalațiile de încălzire trebuie să corespundă anumitor indici de calitate stabiliți prin norme și prescripții specifice.

Cerințele privind indicii de calitate ai agenților termici sunt cu atât mai restrictive cu cât temperatura acestora este mai ridicată. În instalațiile care utilizează agent termic apa fierbinte sau abur se face obligatoriu tratarea apei. În instalațiile de încălzire care utilizează agent termic cu temperaturi de maximum 115 °C se recomandă utilizarea apei tratate. Această cerință nu este obligatorie dacă nu e menționată expres de fabricantul uneia din elementele componente ale instalației de încălzire centrală.

9.5.4. Protecția, siguranța și igiena muncii

În toate etapele cuprinse în operațiile de exploatare a instalațiilor de încălzire centrală (inclusiv revizii, reparații, înlocuiri, dezafectări) vor fi respectate cerințele esențiale referitoare la protecția, siguranța și igiena muncii și anume: siguranța în exploatare; igiena și sănătatea oamenilor, protecția împotriva zgomotului, siguranța la foc.

Verificările, probele și încercările echipamentelor componente ale instalațiilor de încălzire centrală vor fi efectuate respectându-se instrucțiunile de protecție a muncii în vigoare pentru fiecare categorie de echipamente.

Conducătorii unităților care exploatează instalații de încălzire centrală au obligația să asigure:

- luarea de măsuri organizatorice și tehnice pentru crearea condițiilor de securitate a muncii;
- realizarea instructajului de protecție a muncii a întregului personal de exploatare la cel mult 30 de zile și consemnarea acestuia în fișele individuale sau alte formulare specifice care urmează să fie semnate individual.;
- controlul aplicării și respectării, de către întregul personal, a normelor și instrucțiunilor specifice;
- verificarea cunoștințelor privind normele și măsurile de protecție a muncii.

9.5.5. Prevenirea și stingerea incendiilor

Respectarea reglementărilor de prevenire și stingere a incendiilor, precum

şi echiparea cu mijloace şi echipamente de prevenire şi stingere a incendiilor sunt obligatorii în toate etapele de exploatare a instalaţiilor de încălzire centrală, inclusiv în timpul operaţiilor de revizii, reparaţii, înlocuiri şi dezafectări. În exploatarea instalaţiilor de încălzire centrală se vor respecta prevederile specifice din „Normele generale de stingere a incendiilor" (Ord. MI nr. 381/94), a normativului C 300 (Normativul de prevenire şi stingere a incendiilor pe perioada executării lucrărilor de construcţii şi instalaţii aferente acestora), precum şi alte normative în vigoare. Măsurile de prevenire şi stingere a incendiilor vor fi precizate şi în instrucţiunile de exploatare. Obligaţiile şi răspunderile privind prevenirea şi stingerea incendiilor revin atât beneficiarilor instalaţiei în funcţiune cât şi unităţilor şi personalului care exploatează aceste instalaţii. În timpul reviziilor, reparaţiilor, înlocuirilor, defectării instalaţiilor, răspunderile privind prevenirea şi stingerea incendiilor revin unităţilor şi persoanelor care execută aceste operaţii. Activitatea de prevenire şi stingere a incendiilor este permanentă şi constă în organizarea acesteia atât la nivelul central al unităţii care exploatează instalaţiile de încălzire cât şi, local, la unităţile specifice (centrale termice, puncte termice, reţele termice, imobile etc.).

9.6. Exploatarea centralelor termice

Cazanele se exploatează şi se verifică după prescripţiile specifice ISCIR; C 31 - cazane de apă caldă şi abur de presiune joasă; C 1 - cazane de apă fierbinte şi abur cu presiune peste 0,7 bar (suprapresiune); C 30 - cazane mici de abur.

Centralele termice şi instalaţiile auxiliare ale acestora se supun unor verificări şi probe înaintea punerii în funcţiune, după revizii şi reparaţii.

În afara verificării ansamblului centralei termice se realizează o serie de verificări funcţionale şi de siguranţă a elementelor componente ale acesteia (în afara verificărilor care s-au efectuat de către constructorii utilajelor sau aparatelor).

Toate verificările şi rezultatele constatate se consemnează în documentaţia tehnică a centralei termice.

9.7. Exploatarea reţelelor termice de distribuţie exterioare

Reţelele termice exterioare sunt utilizate la transportul agenţilor termici de la sursele de producere (centrale termice sau puncte termice) la consumatori. Pentru reţelele noi şi pentru cele la care au fost făcute reparaţii capitale se execută o serie de verificări şi probe, prealabile punerii în funcţiune, pentru întreaga reţea sau pentru porţiuni de reţea.

9.8. Exploatarea instalaţiilor interioare

Instalaţiile interioare de încălzire a clădirilor preiau agentul termic furnizat de sursa de căldură şi îl distribuie aparatelor de încălzire.

Clădirile care au una sau mai multe utilizări vor avea o organizare unitară a exploatării care va ţine seama de specificul fiecărei activităţi şi modul de gestiune a cheltuielilor, astfel:

- în cazul încălzirii centrale, organizarea exploatării instalaţiilor interioare se face coordonat cu exploatarea sursei de alimentare cu căldură;
- în cazul alimentării cu căldură de la o sursă de căldură aflată în clădire, se prevede o exploatare comună pentru centrala termică şi pentru instalaţia interioară;
- la clădirile industriale exploatarea instalaţiilor de încălzire interioară se poate face pe secţii, cu prevederea organizării unitare a exploatării întregii clădiri.

Exploatarea instalaţiilor interioare se poate face atât cu personalul propriu cât şi cu personalul aparţinând unor firme specializate cu care s-au încheiat contracte în acest sens.

Punerea în funcţiune a instalaţiilor interioare se face după executarea cu succes a verificărilor probelor instalaţiilor şi după executarea recepţiei. Se face reglarea instalaţiilor în vederea realizării parametrilor proiectaţi. Aceste reglări pot fi făcute şi în timpul funcţionării de probă. Având în vedere că punerea în funcţiune a instalaţiei interioare este în directă legătură cu existenţa şi funcţionarea sursei termice reglarea instalaţiilor interioare va fi făcută coordonat cu cele efectuate asupra sursei.

Corectarea regimului de funcţionare se face în scopul acordării permanente a parametrilor agenţilor cu cerinţele consumatorilor, corespunzător condiţiilor solicitate. Operaţia de corectare se face local, la aparatele de încălzire, pe grupuri de consumatori, la baza coloanelor, pe ramuri etc. Modificarea regimului de funcţionare se face executând şi corecţii la sursa termică ori de câte ori acest lucru este posibil şi necesar.

9.9. Întreţinerea şi reviziile instalaţiilor de încălzire

Întreţinerea instalaţiilor de încălzire se face în scopul asigurării bunei funcţionări şi a înlăturării defectelor apărute în timpul exploatării. Ea se face la întregul echipament din centrala termică: cazane, arzătoare, schimbătoare de căldură, pompe, conducte etc., la reţelele de distribuţie şi la instalaţiile interioare.

Reviziile şi reparaţiile au scopul restabilirii capacităţii funcţionale a centralelor termice. Se face obligatoriu periodic. La revizii se au în vedere constatările şi observaţiile personalului de exploatare în timpul funcţionării. În timpul reviziilor se verifică şi se estimează atât utilajele şi instalaţiile centralei termice cât şi clădirea şi alte părţi ale construcţiei centrale termice.

Întreţinerea reţelelor de distribuţie se realizează în scopul asigurării alimentării cu energie termică corespunzător cerinţelor consumatorilor.

Întreţinerea reţelelor termice se asigură prin efectuarea unor controale periodice planificate: a conductelor, termoizolaţiilor şi elementelor de sectorizare.

Întreţinerea instalaţiilor interioare se face în scopul funcţionării normale a instalaţiei eliminând pe cât posibil defecţiunile.

Revizia instalaţiei interioare se face în perioada de nefuncţionare a instalaţiei având-se în vedere întreaga instalaţie. Ea se face de către personal specializat propriu sau firme cu profil specific.

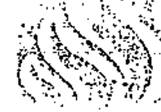
Reparaţiile capitale sunt planificate având în vedere gradul de uzură al instalaţiei, frecvenţa defecţiunilor, vechimea instalaţiei, aspectul fizic şi corodarea interioară sau exterioară. După executarea reparaţiilor capitale se efectuează probe specifice şi reglarea instalaţiei.



II. Alimentarea cu căldură

Capitolul 10

Caracteristicile generale ale alimentării cu căldură



10.1. Structura necesarului de căldură în ansamblurile urbane şi industriale

Între soluţiile tehnice de asigurare cu energie termică a clădirilor civile şi industriale un loc important îl ocupă realizarea de sisteme cu grad relativ ridicat de centralizare a producerii căldurii, implicând livrarea acesteia prin reţele de transport şi distribuţie până la utilizatori. Eficacitatea economică a soluţiilor aplicate depinde, în mod esenţial, de baza energetică a societăţii, ca nivel al performanţelor tehnice, corelată cu costul de investiţie al echipamentelor şi de importanţa care se acordă economisirii de combustibil şi protecţiei mediului.

Ca urmare, se dezvoltă sisteme de alimentare cu căldură în care sursele funcţionează pe baza ciclurilor termodinamice performante ce aduc importante economii de combustibil: cogenerare (producere combinată de energie electrică şi căldură); recuperare; pompe de căldură etc.

Se creează condiţii ca alimentarea cu căldură să devină publică putând remarca printre avantaje:

- reducerea apelului la rezervele de combustibil şi la import;
- un grad de puritate a atmosferei mult ameliorată faţă de cel generat de gazele de ardere şi cenuşă, evacuate prin multe puncte de ardere izolate;
- reducerea circulaţiei combustibilului;
- nivel sporit de confort în locuinţe, ca urmare a regimului continuu de funcţionare a instalaţiilor de încălzire şi de preparare a apei calde de consum, în condiţiile prevederii echipamentelor de reglare automată.

Sursele sunt profilate la capacităţi, în general, mari, cu regimuri de funcţionare ce impun prevederea instalaţiilor de reglare automată şi de telegestiune a activităţii de exploatare; se pun în evidenţă elementele de calcul necesare analizelor tehnico-economice şi dimensionării reţelelor de transport şi distribuţie şi a instalaţiilor de racordare a consumatorilor.

Pentru transportul şi distribuirea căldurii la abonaţi se utilizează reţele de conducte cu configuraţii şi rezolvări specifice sub aspectele amplasării, izolării termice, naturii agenţilor purtători de căldură etc.

Instalaţiile de transformare a parametrilor constituie compartimentul de legătură între abonaţi şi reţelele termice primare de apă fierbinte sau abur de presiune medie; funcţionarea acestor instalaţii este strict dependentă atât de regimurile termice primare cât şi de cerinţele proceselor alimentate (încălzire, ventilare, prepararea apei calde de consum).

10.1.1. Clădirile alimentate cu căldură

Urbanizarea a generat o creştere importantă a volumului construcţiilor de locuinţe colective. La nivelul oraşelor, activităţile industriale au fost concentrate în cadrul platformelor industriale. A predominat regimul de construcţie P+4 şi P+10 niveluri.

Există, de asemenea, clădiri de locuit cu magazine şi ateliere de servire, locuinţe cu garaje şi demisol, cu dotări culturale. Pe lângă acestea, blocurile conţin spaţii anexe ca: spălătorii, uscătorii, depozite, subsoluri tehnice etc.

Dotările de educaţie, învăţământ, cele sanitare şi culturale se amplasează, în general, izolat. Celelalte dotări, de comerţ, alimentaţie, prestări servicii, asistenţă sanitară, magazine, agenţii etc., sunt concentrate în puncte de maximă circulaţie.

10.1.2. Necesarul de căldură

După natura proceselor alimentate, necesarul de căldură al unui sistem este de tipul: încălzire; ventilare-climatizare; prepararea apei calde de consum; tehnologie. Sarcina termică este solicitată, în general, la o singură temperatură, reglabilă în timpul anului (în scopul asigurării, încălzirii ventilării şi apei calde de consum) sau la mai multe temperaturi şi presiuni cerute de procesul tehnologic.

10.1.2.1 Necesarul de căldură pentru încălzirea clădirilor

10.1.2.1.1 Metode de calcul al necesarului orar de căldură

În procesul de încălzire a unei clădiri are loc un bilanţ ce exprimă egalitatea dintre suma pierderilor de căldură şi suma aporturilor de căldură:

$Q_t + Q_a = Q_i + Q_d + Q_r$ [W] (10.1.1)

în care:

- Q_t este fluxul de căldură ce traversează elementele de construcţii delimitatoare;
- Q_a - fluxul de căldură necesar încălzirii aerului infiltrat;
- Q_i - fluxul de căldură emis de instalaţia de încălzire;
- Q_d - fluxul de căldură degajat de oameni şi aparate casnice;
- Q_r - fluxul de căldură datorat radiaţiei solare.

Din relaţia (10.1.1) rezultă:

$Q_i = Q - Q_d - Q_r$ [W] (10.1.2)

în care $Q = Q_t + Q_a$

Începutul şi sfârşitul perioadei de încălzire apar când $Q_i = 0$. Pe baza calculelor şi a datelor statistice privind temperatura aerului exterior şi aporturile de căldură s-a stabilit că limitele perioadei de încălzire, la clădiri civile, sunt marcate de apariţia temperaturii aerului exterior la valori medii zilnice de +10 °C, timp de trei zile consecutiv.

Pentru sere, anumite întreprinderi industriale, construcţii social-culturale etc., limitele perioadei de încălzire se stabilesc de la caz la caz.

La clădirile cu masivitate importantă este posibil ca temperatura de început a perioadei de încălzire să fie mai scăzută decât aceea care marchează oprirea instalaţiei, primăvara.

În cazul clădirilor civile, la stabilirea necesarului maxim orar de căldură pentru încălzire se aplică STAS 1907, în premisa anulării aporturilor gratuite de căldură ($Q_d = 0$; $Q_r = 0$).

Pentru analize, studii etc., lucrări la care se acceptă un anumit grad de aproximare, la stabilirea necesarului

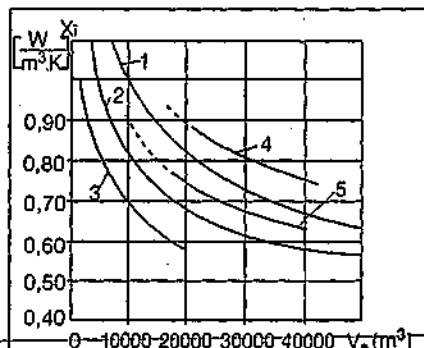


Fig. 10.1.1. Valorile x_i pentru clădirile noi din Bucureşti:
1 - clădiri libere (mai puţin de 10 % din suprafaţa pereţilor exteriori acoperită de construcţii învecinate; 2 - clădiri cu 15 - 20 % din suprafaţa pereţilor exteriori acoperită de construcţii învecinate; 3 - clădiri cu 20 - 30 % din suprafaţa pereţilor exteriori acoperită de construcţii; 4 - bloc de locuinţe din Piaţa Palatului: în cuartal, S + P + 8 etaje, magazine, ferestre (10 % din suprafaţa pereţilor), subsol parţial încălzit (50 %); 5 - idem, cu subsolul neîncălzit.

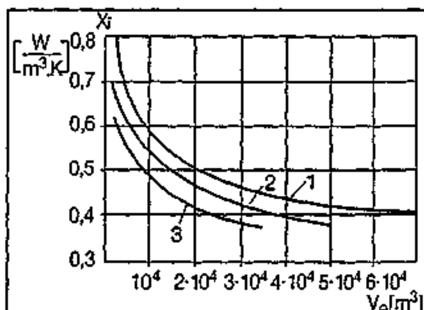


Fig. 10.1.2. Valorile x_i pentru clădirile din fondul vechi de construcţii, cu pereţi exteriori de 1½ cărămidă:
1 - clădiri libere; 2 - clădiri cu 15 - 35 % din suprafaţa pereţilor exteriori lipită de construcţii vecine; 3 - clădiri cu 35 - 55% din suprafaţa pereţilor exteriori lipită de construcţii vecine.

maxim orar de căldură pentru încălzire, se folosesc metode de calcul simplificat.

• *Metoda de calcul pe contur,* bazată pe aplicarea STAS 1907 - cap. 3 la toată clădirea, considerată ca o singură încăpere.

Dintre adaosuri se ţine seama numai de cel aferent compensării suprafeţelor reci; adausul de orientare se anulează, ca efect pe ansamblul clădirii; adaosul aferent regimului de funcţionare se consideră nul având în vedere funcţionarea continuă a instalaţiei de încălzire.

• *Metoda caracteristicii termice de încălzire,* bazată pe folosirea indicelui x_t, [W/m³·K], cu valori diferite de la o clădire la alta, datorită volumului exterior al clădirilor V_e, gradului de vitrare, grosimii şi structurii elementelor de construcţii, zonei climatice etc. (fig. 10.1.1 şi 10.1.2).

Datele necesare se obţin prin calcul sau prin măsurători directe la clădirile existente.

Pentru calculul necesarului nominal de căldură se utilizează relaţia:

$$Q_t = x_t \cdot V_e \cdot (t_i - t_{ec}) \text{ [W]} \quad (10.1.3)$$

în care;

- V_e - volumul exterior al clădirii [m³];
- t_i - temperatura interioară preponderentă;
- t_{ec} - temperatura exterioară minimă de calcul [°C].

• *Metoda indicilor specifici,* având un grad mai mare de aproximare constă în stabilirea unui indice pentru un apartament mediu convenţional, cu o suprafaţă locuibilă de circa 30 m² (2 camere) şi un volum exterior total de 170 m³.

Pentru stabilirea indicilor se folosesc, mai ales, proiecte de execuţie, măsurătorile efective ale cantităţilor de căldură fiind mai dificil de efectuat. Se lucrează în mod curent cu valori Q=4000...5000 W/ap.conv. Acest indice de consum se poate revedea pentru situaţii particulare, din perspectivă, după aplicarea unor măsuri de creştere a protecţiei termice a clădirilor. Metoda se foloseşte la aprecierea cantităţii de căldură necesară pentru întocmirea de studii tehnico-economice şi la studii de perspectivă privind alimentarea cu căldură.

Pentru a ţine seama şi de căldura necesară încălzirii dotărilor social culturale aferente ansamblurilor de locuinţe, se adaugă la consumul de căldură pentru un apartament mediu convenţional circa 450...500 W/ap.conv., rezultând Q_t = 4450...5500 W/ap.conv.

10.1.2.1.2 Variaţia necesarului de căldură pentru încălzirea clădirilor

În timpul perioadei de încălzire temperatura aerului exterior variază între temperatura de început (sfârşit) de încălzire (de ex. +10 °C) şi valoarea de calcul normată (t_{ec}). Necesarul de căldură pentru încălzire depinde liniar de t_e (temperatura aerului exterior, valabilă în perioada de încălzire).

În figura 10.1.3 s-a reprezentat variaţia componentelor bilanţului termic în funcţie de temperatura aerului exterior; se observă că necesarul de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat prezintă valori mai mici în zona temperaturilor exterioare mai ridicate ca urmare a vitezelor mai reduse ale vântului, iar aportul de căldură prin radiaţie solară prezintă valori mai mari primăvara şi toamna.

Curba rezultantă 5 reprezintă variaţia sarcinii termice reale de încălzire a unei clădiri în care s-au luat în calcul aporturile gratuite de căldură. Pentru fiecare încăpere există o structură diferită a bilanţului, astfel încât variaţia sarcinii termice se modifică pentru fiecare clădire sau încăpere, în funcţie de destinaţie, de tipul construcţiei, de suprafaţa vitrată, de orientare etc.

În mod curent, în practica de proiectare se lucrează cu o curbă simplificată de variaţie orară (fig. 10.1.4) trasată în ipoteza unei variaţii liniare a necesarului de căldură aferent aerului infiltrat (viteza constantă a vântului, egală cu cea de calcul).

Curba rezultantă 3 reprezintă variaţia sarcinii termice de încălzire aproximată a încăperii, în care nu s-au luat în considerare aporturile gratuite (de la oameni, aparate şi radiaţia solară). Faţă de variaţia liniară cu t_e a curbei aproximate, curba reală 4 reprezintă valori mai scăzute, având o alură neliniară.

Aproximaţia curbei necesarului de încălzire este cu atât mai mare cu cât în apropierea limitelor perioadei de încălzire (primăvara şi toamna) cresc aporturile prin insolaţie. Curba aproximată prezintă, la t_e = +10 °C, o valoare necesară de 28 % din cea nominală, necesarul nominal maxim corespunzând la valoarea $t_e = t_{ec}$.

În timpul unei zile temperatura exterioară a aerului variază în jurul unei valori medii, curbele de variaţie având o alură sinusoidală (fig. 10.1.5). În general, valoarea minimă apare spre

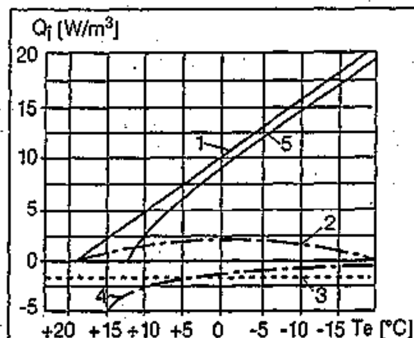


Fig.10.1.3. Variaţia componentelor bilanţului termic:
1 - pierdere de căldură prin transfer;
2 - necesar de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat; 3 - degajări de căldură de la sursele interioare, independente de t_e;
4 - aport de căldură prin radiaţie solară;
5 - variaţia necesarului real de căldură pentru încălzire (Q_t).

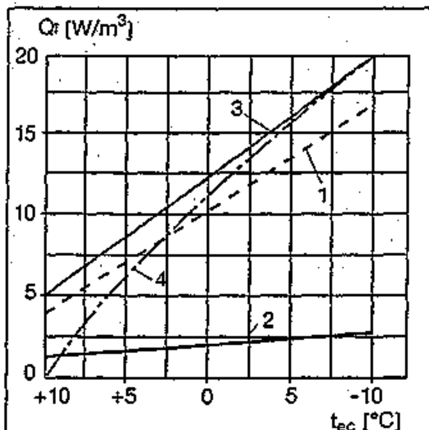


Fig. 10.1.4. Variaţia teoretică a necesarului de căldură pentru încălzire:
1 - variaţia pierderilor de căldură prin transfer; 2 - variaţia necesarului de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat;
3 - variaţia necesarului de căldură pentru încălzirea încăperii; 4 - variaţia reală a necesarului de căldură.

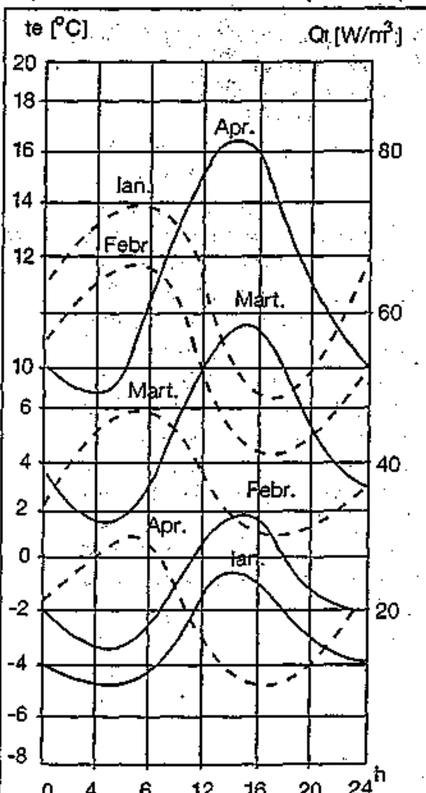


Fig. 10.1.5. Variaţia zilnică a temperaturii aerului exterior şi a necesarului de căldură pentru încălzire:
—— variaţia temperaturii aerului în 24 ore
- - - variaţia necesarului de căldură în 24 de ore.

dimineață, între orele 5 și 7, iar valoarea maximă apare de obicei în jurul orelor 14-15; sinusoidele prezintă diferențe de la zi la zi, în toată perioada de încălzire.

În funcție de gradul de izolare termică a clădirii variația zilnică a necesarului orar de căldură apare defazată cu cca 2...6 ore față de variația temperaturii exterioare. Se poate calcula o temperatură medie zilnică, sau pe alt modul de timp, căreia îi corespunde o valoare medie a necesarului de căldură pentru încălzire; în acest sens, în relația de bază din STAS 1907 se utilizează, pentru temperatura exterioară, valoarea medie a acesteia, pe durata considerată (24 ore, 12 ore, 6 ore etc.)

Variațiile săptămânale și lunare ale necesarului de căldură pentru încălzire sunt determinate de variația temperaturii aerului exterior și a vitezei vântului.

10.1.2.1.3 Necesarul anual de căldură pentru încălzire

Se stabilește prin *metoda „grade-zile"*, gradul-zi fiind produsul dintre numărul de zile de funcționare a instalației de încălzire și diferența dintre temperatura interioară și cea medie a aerului exterior în perioada de încălzire considerată (cap. 3).

O altă metodă se bazează pe *utilizarea curbei clasate a sarcinii termice orare.*

Diagrama de durată (curba clasată) a necesarului de căldură pentru încălzire se întocmește pentru valorile orare Q_i, clasate după mărime și durată, pe baza curbei clasate a temperaturii aerului exterior. Curbele clasate ale temperaturii aerului exterior se construiesc pe baza datelor meteorologice pentru fiecare zonă geografică, ca valori medii într-o perioadă relativ lungă, de cca. 20...25 de ani (fig. 10.1.6). În general, se clasează temperaturile exterioare medii zilnice, exprimând în abscisă numărul de zile (ore) în care o anumită temperatură a aerului exterior, inclusiv temperaturile mai mici decât ea, apar în zona considerată.

Curba clasată a necesarului de căldură pentru încălzire se construiește astfel (fig. 10.1.7):

- în cadranul II se reprezintă curba de variație orară a necesarului de căldură, în funcție de temperatura t_e: ca exemplu, (se reprezintă 3 variante de curbe): 1 și 2 reprezintă variația reală, respectiv, teoretică, a necesarului de căldură în cazul unor clădiri civile; 3 reprezintă variația necesară de căldură în cazul unor clădiri industriale.
- în cadranul III se reprezintă curba clasată a temperaturii aerului exterior din zona considerată;
- în cadranul I se intersectează valorile Q_i, la diferite t_e, cu liniile (rabătute) care marchează durata aferentă fiecărei temperaturi exterioare considerate.

Se obțin trei curbe clasate corespunzând curbelor 1, 2 și 3 de variație orară. Din grafic rezultă:

- necesarul de căldură nominal pentru încălzire Q_i corespunzător temperaturii t_{ec} (temperatura convențională de calcul a aerului exterior);
- durata perioadei de încălzire N, durată ce coincide cu durata temperaturilor exterioare mai scăzute (într-un an) decât temperatura de început (sfârșit) de perioadă de încălzire (+10 °C);
- cantitatea de căldură anuală pentru încălzire Q_i^{an}, exprimată de suprafața de sub curba clasată, până la axele de coordonate;
- valoarea medie a necesarului de căldură pentru încălzire:

$Q_i^{med} = Q_i^{an} / N$ [W] (10.1.4)

În figura 10.1.7 este reprezentată curba clasată 1, pentru clădiri de locuit, aferentă unei curbe $Q = f(t_e)$ reală, în care s-a ținut seama de pierderi și aporturi; curba 2, construită pe baza curbei aproximative $Q_i = f(t_e)$, în care nu se consideră aporturi, este valabilă, de asemenea, pentru clădiri de locuit.

Curba clasată 2 relevă un necesar anual de căldură mai mare cu circa 10...15 % față de curba 1.

Pentru consumatorii de încălzire industrială (curba 3) care evidențiază degajări masive de căldură în interiorul incintelor încălzite, se constată un consum mult diminuat de căldură și, de asemenea, scurtarea perioadei de încălzire.

Prin planimetrarea ariei de sub curba clasată a necesarului orar de căldură, se determină durata de utilizare a sarcinii de vârf:

$N_v = Q_i^{an} / Q_i$ [h/an] (10.1.5)

în care Q_i este necesarul maxim orar de căldură pentru încălzire. În funcție de zona climatică N_v=1 800...2 000 h/an (la clădiri civile).

Ținând seama și de factorii legați de regimul de funcționare a unor clădiri civile (culturale, administrative, comerciale etc.), care introduc pauze sau reduceri ale consumului, în plus față de efectul aporturilor, se poate ajunge la scăderea cererii de căldură, pe ansamblu, cu circa 15...20 % față de necesarul teoretic.

10.1.2.2 Necesarul de căldură pentru ventilare și climatizare

10.1.2.2.1 Calculul necesarului orar maxim de căldură

Calculul exact al necesarului de căldură pentru ventilare sau climatizare este prezentat în volumul Instalații de Ventilare și Climatizare.

Estimarea debitului de aer pentru ventilare sau climatizare se poate face folosind indicele care exprimă numărul de schimburi de aer orare n ce se vehiculează în încăpere:

$L = n \cdot V_i$ [m³/h] (10.1.6)

iar debitul de căldură necesar este:

$Q_v = n \cdot V_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_i - t_e)$ [W] (10.1.7)

în care:

- ρ este densitatea aerului [kg/m³];
- c_p - căldură masică a aerului [J/kg·K];
- V_i - volumul interior ventilat [m³].

În relația 10.1.7 se consideră că numărul de schimburi orare se referă la cazul funcționării numai cu aer proaspăt și exprimă debitul de căldură necesar încălzirii

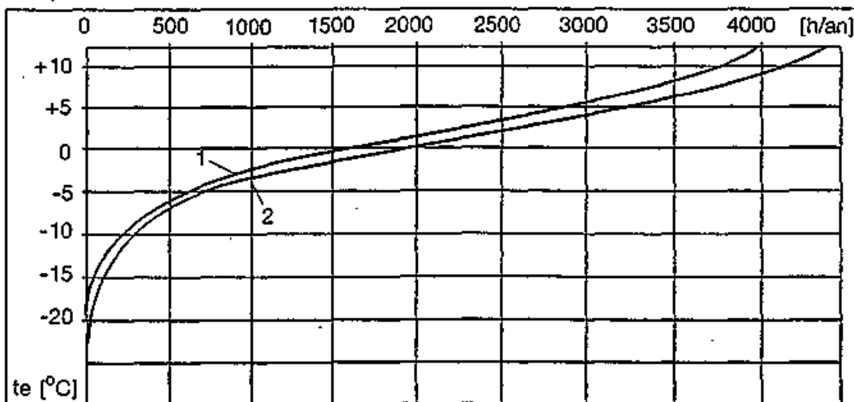


Fig. 10.1.6. Curbe clasate medii pentru valorile orare ale temperaturilor exterioare în: 1 - București; 2 - Tg. Mureș.

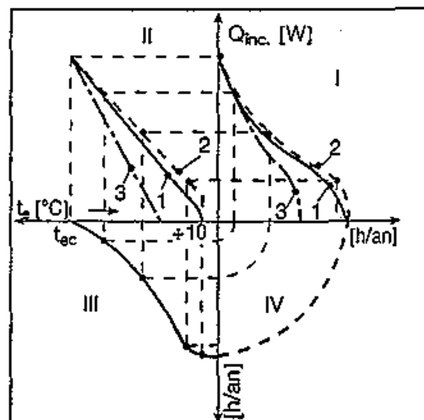


Fig. 10.1.7. Curba clasată a sarcinii termice de încălzire.

aerului din exterior, ţinând seama că necesarul de căldură pentru încălzirea clădirii este luat în considerare la estimarea sarcinii termice respective (cap. 10.1.2.1.1)

10.1.2.2.2 Variaţia necesarului orar de căldură pentru ventilare şi climatizare

Variaţia este o funcţie directă de temperatură a aerului exterior (fig. 10.1.8).

Pentru temperaturi mai ridicate decât t_{ec}, necesarul de căldură variază liniar cu t_e.

În timpul perioadei de încălzire, Q_v reprezintă variaţii zilnice, legate nemijlocit de variaţia temperaturii exterioare, amplitudinile oscilaţiilor fiind mult mai mari decât ale căldurii pentru încălzire. În funcţie de destinaţia clădirilor ventilate apar, în cursul perioadei de încălzire, variaţii sezoniere ale căldurii Q_v. Datorită caracterului intermitent al procesului de ventilare, nu se pot construi curbe clasate riguros, pentru acest consum. Având în vedere ponderea redusă a consumului de căldură pentru ventilare, în sistemele mari de alimentare, se acceptă aproximaţia de a considera o funcţionare continuă a acestor instalaţii.

10.1.2.3 Necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum

10.1.2.3.1 Calculul necesarului maxim (mediu) orar de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Pentru stabilirea debitului maxim de apă caldă de consum ca şi pentru dimensionarea instalaţiilor prevăzute cu rezervoare de acumulare se va consulta volumul „Instalaţii Sanitare".

Pentru dimensionarea sistemelor de alimentare cu căldură, ca urmare a unei simultaneităţi sporite, se ia în considerare debitul mediu de căldură pentru prepararea apei calde de consum.

La dimensionarea instalaţiilor de preparare, pentru stabilirea debitului orar de căldură aferent alimentării cu apă caldă Q_{ac}, se au în vedere diagramele auxiliare procentuale ale consumului zilnic de apă caldă exprimat în procente din consumul total zilnic şi normele de consum; se pot folosi datele obţinute prin măsurări ale consumului de apă.

10.1.2.3.2 Variaţia necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Debitul de căldură pentru prepararea apei calde de consum prezintă variaţii la nivelul instalaţiilor locale, din ansamblul de clădiri, în funcţie de tipul de consumatori şi de gradul de centralizare a alimentării acestora.

Consumul de căldură pentru prepararea apei calde de consum este indirect influenţat de t_e, prin intermediul temperaturii apei reci ce oscilează între +5 şi +20 °C.

În privinţa variaţiilor debitului total de căldură pentru alimentarea cu apă caldă, ce trebuie asigurat din sursă, trebuie subliniat efectul atenuant al instalaţiilor de acumulare a apei calde la consumatori, cât şi al nesimultaneităţii debitelor maxime la diferiţi consumatori racordaţi la reţea, datorită distribuirii diferite a consumului în timpul unei zile şi a diferenţelor întâmplătoare de consum orar la consumatorii de acelaşi tip.

Ca urmare, în capacitatea sursei şi a reţelei de transport, se ia în considerare necesarul mediu de căldură pentru prepararea apei calde de consum din ziua cu consumul zilnic maxim.

Variaţiile sezoniere se datorează, în general, variaţiilor temperaturii apei reci. Curbele de variaţie se construiesc pe baza valorilor medii zilnice.

Curba clasată a sarcinii de preparare a apei calde de consum se poate aproxima cu o dreaptă (fig. 10.1.9) unde, pentru trasarea ei, s-a folosit valoarea medie orară zilnică.

Necesarul anual de căldură pentru prepararea apei calde de consum se obţine prin planimetrarea ariei delimitate de curba clasată şi de axele de coordonate sau luând în calcul necesarul zilnic mediu, diferenţiat, eventual pe sezoane (iarnă şi, respectiv, vară), multiplicat cu numărul corespunzător de zile.

10.1.2.4 Necesarul de căldură tehnologică

Sarcinile termice industriale se determină pe baza normelor specifice energetice, stabilite prin standarde, normative etc. Dependenţa debitelor de căldură Q_t de temperatura exterioară este, practic, inexistentă.

Sarcina termică a consumurilor tehnologice industriale se obţine pe baza unui bilanţ energetic urmărindu-se valorificarea la maximum a resurselor energetice proprii ale procesului tehnologic, combinând procesele, utilizând resursele energetice secundare etc.

În urma acestui bilanţ rezultă sarcina termică tehnologică solicitată din exteriorul unităţii industriale (Q_t).

În întreprinderile industriale, consumul tehnologic prezintă următoarele caracteristici generale:

- durată mare de utilizare a vârfului (între 3500 şi 4000 h/an, în industria alimentară şi textilă, 6000-6500 h/an, în industria de prelucrare a ţiţeiului şi cca 7000 h/an, în industria chimică);
- variaţii mici între valorile debitelor de căldură maxime şi medii; raportul dintre valori este de:

$$Q_t^{max} / Q_t^{med} = 1{,}11...1{,}13 \qquad (10.1.8)$$

Datele necesare structurării sistemelor de alimentare cu căldură a proceselor tehnologice se stabilesc de către proiectanţi şi beneficiari având în vedere parametrii agenţilor termici maximi, medii şi minimi, curbele de sarcină termică etc.

În cadrul consumatorilor tehnologici se înscriu şi serele legumicole, cu particularităţi privind încălzirea şi sterilizarea solului, prepararea apei calde de stropit etc. Necesarul de căldură pentru încălzire este prezentat în capitolul 3.

Aceste consumuri de căldură sunt supuse modificărilor în timp prin introducerea de tehnologii noi, modificări în structura clădirilor etc.

10.1.2.5 Necesarul de căldură în alimentarea ansamblurilor urbane

Sarcina termică totală a sistemelor de alimentare cu căldură cuprinde suma componenetelor (urbană şi industrială) ce trebuie livrată din sursele termice; acestea sunt surse zonale (centrale termice de apă fierbinte, centrale termice de abur de presiune medie, sau combinate) sau surse de termoficare (urbană, industrială sau mixtă - industrială şi urbană).

10.1.2.5.1 Necesarul de căldură urban

Sarcina termică urbană Q_u reprezintă necesarul sistemului de alimentare cu căldură al clădirilor urbane. Valoarea sa se obţine prin însumarea necesarului de căldură al diferitelor categorii de consumatori la care se adaugă pierderile de căldură la transportul şi distribu-

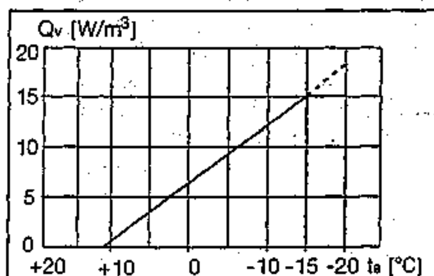


Fig. 10.1.8. Variaţia cantităţii de căldură Q_v pentru ventilare - climatizare.

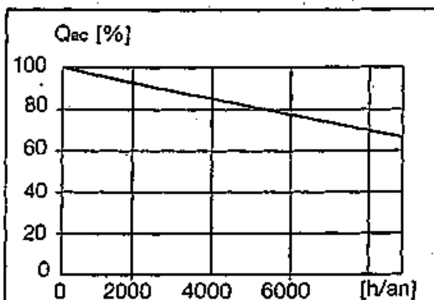


Fig. 10.1.9. Curba clasată a necesarului de căldură al apei calde de consum.

a căldurii:

$Q_u = Q_î + Q_v + Q_{ac} + \Delta Q_{rt}$ [W] (10.1.9)

în care $Q_î$, Q_v și Q_{ac} au semnificațiile cunoscute anterior și ΔQ_{rt} este căldura pierdută la transport și distribuție; aceasta are următoarea structură:

$\Delta Q_{rt} = \Delta Q_{fl} + \Delta Q_{tp} + \Delta Q_{PT} + \Delta Q_{ts}$ [W] (10.1.10)

în care:

- ΔQ_{fl} este pierderea de căldură prin pierderile de fluid în zonele neetanșate ale sistemului;
- ΔQ_{tp} - pierderea de căldură din rețeaua primară de transfer în mediul înconjurător;
- ΔQ_{PT} - pierderea de căldură din instalațiile de racordare a consumatorilor (din punctele termice);
- ΔQ_{ts} - pierderea de căldură din rețelele secundare de distribuție (între PT și clădiri).

În funcție de: starea izolației termice a conductelor; calitatea exploatării; fiabilitatea elementelor componente etc., ca indici orientativi ai pierderilor de căldură pentru rețelele ce transportă și distribuie căldura la 5-10 Km, se pot considera:

$\Delta Q_{rt}^{h} = (0,05....0,10)\ Q_U^{h}$ [W] (10.1.11)

$\Delta Q_{rt}^{an} = (0,10...0,20)\ Q_U^{an}$ [Wh](10.1.12)

în care:

- ΔQ_{rt}^{h} este valoarea nominală orară (la $t_e = t_{ec}$) a pierderilor de căldură în rețele;
- ΔQ_{rt}^{an} - valoarea anuală a pierderilor de căldură în rețele.

10.1.2.5.2 Curba clasată a necesarului de căldură urban

Curba ordonează, după durată, necesarul de căldură solicitat de sistemul de alimentare cu căldură la sursa termică. Curba clasată urbană se construiește pe baza curbelor de variație a sarcinii termice în raport cu temperatura t_e și a curbei clasate medii a t_e (fig. 10.1.10).

Întocmirea curbei clasate este similară cu cea indicată în cap. 10.1.2.1.3, pentru sarcina de încălzire. În plus față de aceasta, apare sarcina de apă caldă de consum (Q_{ac}) și de ventilare-climatizare (Q_v). Se ia în considerare și valoarea pierderilor de căldură (ΔQ_{rt}). Durata maximă a sarcinii termice este de 8760 ore/an, dacă funcționarea rețelei este continuă, sau de 8000...8500 ore/an, dacă în timpul verii se intercalează perioada de revizii, cu durata între 10 și 30 zile.

Diagramele clasate ale sarcinilor termice se utilizează pentru dimensionarea și urmărirea în exploatare a încărcării agregatelor și la calculul consumului total de combustibil.

Durata de utilizare a vârfurilor de căldură pe ansamblul sistemului este:

$N_v = Q_U^{an}/Q_U^{h} = 2500\text{-}2600$ [h/an] (10.1.13)

Dacă se ține seama de coeficienții de reducere a sarcinii anuale calculate se ajunge la durata de utilizare reală a vârfului de sarcină de 2100...2200 h/an, ceea ce permite calculul necesarului anual fără a trasa curba clasată, prin relația:

$Q_U^{an} = Q_U^{h} \cdot N_v$ [Wh/an] (10.1.14)

în care Q_U^{h} reprezintă necesarul maxim orar (nominal) al ansamblului urban considerat.

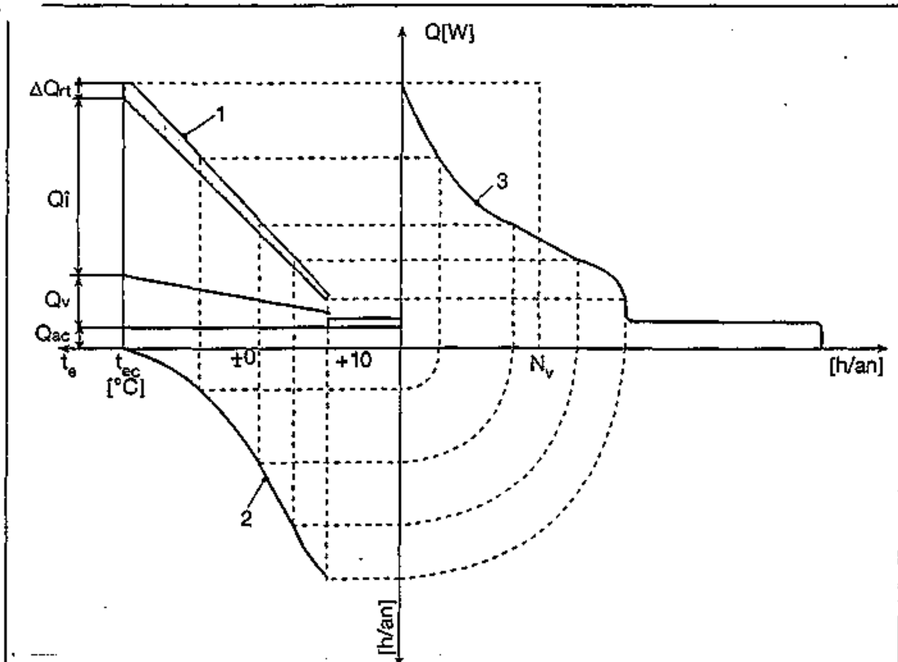


Fig. 10.1.10. Diagrama clasată a necesarului de căldură urban:
1 - variația necesarului total urban de căldură; 2 - curba clasată a temperaturii aerului exterior; 3 - curba clasată a necesarului urban de căldură.

10.2. Eficiența soluțiilor de alimentare cu căldură

Justificarea termodinamică a unui sistem de alimentare cu căldură nu este suficientă pentru a lua hotărârea de a efectua investiții importante cum sunt cele implicate în surse relativ mari și în rețele termice de transport.

Soluțiile ce se compară se aduc la echivalență din punctul de vedere al efectului lor energetic.

Dacă intră în competiție și soluții de cogenerare, în funcție de echipamentul adoptat, cantitatea de energie electrică produsă variază. Se echivalează toate soluțiile față de cea care produce cea mai mare cantitate de energie electrică. Acest supliment de energie electrică se presupune a fi produs în sistemul național energetic în care energia electrică se produce în condensație, deci cu un consum specific ridicat.

Compararea soluțiilor se poate face pe baza criteriilor redate mai jos

10.2.1. Criteriul cheltuielilor de calcul

Metoda de comparare urmărește stabilirea unui indicator sintetic care să permită compararea. Se definesc cheltuielile anuale de calcul, conform relației:

$Q_c = C + p_n \cdot I$ [lei/an] (10.2.1)

în care:

- C reprezintă cheltuielile anuale totale ale soluției;
- I - investițiile [lei];
- p_n - coeficient normat de eficiență economică ($p_n = 0,1 - 0,12$).

Metoda se aplică pentru anul final de punere în funcțiune la capacitatea nominală a investiției, cea mai eficientă fiind soluția cu cele mai scăzute cheltuieli anuale de calcul.

Compararea soluțiilor este însă mult îngreunată atunci când intervin soluții cu timp mai mare de realizare, timp în care diferitele soluții comparate produc un venit net, ce diminuează valoarea cheltuielilor anuale efective.

Astfel, cheltuielile anuale de calcul pentru mai multe variante se determină pentru fiecare dintre ele, pentru profilul final al soluției, cu relația:

$$C_c = C + C_{ec} + p_n\left[\sum_{i=1}^{m} I_i(1+p_n)^{m-i} + I_{ec}\right] + \left[\sum_{i=1}^{f}(V-C)_i(1+p_n)^{f-i}\right] \text{ [lei/an] (10.2.2)}$$

în care:

- C reprezintă cheltuielile anuale totale la profitul final [lei/an];
- C_{ec} - cheltuielile anuale de echivalare [lei/an];
- I_i - investiția în anul i, ca parte din investiția totală I, care se referă atât la instalația energetică cât și la investiții din alte ramuri (extracția și transportul de combustibil etc) [lei];

- I_{ec} - investiții de echivalare [lei];
- $(V - C)$ - venitul net realizat în anul i în perioada de la punerea în funcțiune parțială și până la anul n, în care s-a atins profitul final, dacă este cazul [lei/an];
- m - numărul de ani cât durează lucrările, până ce se realizează soluția [an];
- f - numărul de ani de funcționare parțială, în care timp investiția realizată parțial produce venit net [an];

Se observă că ultimul termen al relației (10.2. 2) reprezintă venitul net rezultat ca diferență între valoarea producției de energie și cheltuielile anuale în f ani de funcționare parțială.

Structura investițiilor și a cheltuielilor anuale este specifică soluțiilor comparate.

Pentru producerea separată a energiei electrice (în centrale termoelectrice - CTE) și căldurii (în centrale termice - CT) investițiile I_{sep} și cheltuielile anuale C_{sep} au următoarea structură:

$$I_{sep} = I_{CTE}+I_{CT}+I_{rt}+I_{Rg}+I_{es}+I_{\Delta B} \quad (10.2.3)$$

$$C_{sep}=C_{CTE}+C_{CT}+C_{rt}+C_{Rg}+C_{es}+C_{\Delta B} \quad (10.2.4)$$

În cazul producerii combinate (prin cogenerare) a energiei electrice și căldurii (în CET), investițiile și cheltuielile anuale au următoarea expresie:

$$I_T = I_{CET} + I_{PT} + I_{Rt} + I_{rg} + I_{es} \quad (10.2.5)$$

$$C_T=C_{CET}+C_{PT}+C_{Rt}+C_{rg}+C_{es} \quad (10.2.6)$$

în care:
- I_{CTE}, I_{CT}, I_{CET}, (C_{CTE}, C_T, C_{CET}) sunt investițiile (cheltuielile anuale) în CTE, CT, CET [lei/an];
- I_{PT}, (C_{PT}) - investiția (cheltuielile anuale) în punctele termice ale sistemului de termoficare [lei] ([lei/an]);
- I_{Rg}, (C_{Rg}) - investiția (cheltuielile anuale) în rețelele de gaze naturale [lei] ([lei/an]);
- I_{RT}, (C_{RT}) - investiția (cheltuielile anuale) în rețelele de termoficare magistrale și de distribuție [lei] ([lei/an]);
- I_{rt}, (C_{rt}) - investiția (cheltuielile anuale) în rețelele de distribuire a căldurii în rețelele termice [lei] ([lei/an]);
- I_{rg}, (C_{rg}) - investiția (cheltuielile anuale) în rețelele de gaze naturale [lei] ([lei/an]);
- I_{es}, (C_{es}) - investiția (cheltuielile anuale) în liniile și stațiile electrice de distribuire a energiei [lei] ([lei/an]);
- I_B, (C_B) - investiția (cheltuielile anuale) aferente consumului suplimentar de combustibil din soluția de producere separată a energiei electrice și a căldurii [lei] ([lei/an]).

Investiția în rețelele de gaze este mai mare la producerea separată, asigurând căldura atât pentru încălzire, cât și pentru prepararea apei calde de consum.

10.2.2. Criteriul cheltuielilor totale actualizate (CTA)

În cadrul comparării tehnico-economice se are în vedere adoptarea soluției cu CTA minime.

Se disting următoarele noțiuni:

- *Cheltuielile totale actualizate* (CTA) reprezintă criteriul normat pentru analiza eficienței economice a investițiilor și cuprinde totalitatea cheltuielilor efectuate (investiții, producție și alte cheltuieli) pe perioada de studiu, raportată, prin tehnica actualizării, la un anumit moment, pentru a permite astfel compararea soluțiilor.
- *Actualizarea* este o tehnică de calcul cu ajutorul căreia resursele investite, cheltuielile anuale efectuate și efectele economice rezultate într-o perioadă de timp sunt reevaluate și raportate la un anumit moment, pentru a permite compararea.
- *Rata de actualizare (r)* este elementul de calcul cu ajutorul căruia se efectuează actualizarea. Rata, normată pentru calculul economic al obiectivelor energetice și al economiei de energie, este de 8 %.
- *Momentul actualizării* este cel la care se raportează cheltuielile (de investiții, de exploatare sau de producție, daunele și valoarea remanentă și reziduală). Pentru mai multe variante se stabilește un singur moment de actualizare, care corespunde cu cel al începerii execuției variantei cu durata de execuție cea mai lungă (momentul 0). Punerea în funcțiune a obiectivului trebuie considerată în același moment pentru toate variantele.
- *Durata de execuție (d)* a obiectivului de investiție este intervalul de timp în care se desfășoară lucrările de construcții-montaj $(C + M)$, din momentul începerii lucrărilor de organizare de șantier până la punerea în funcție a primei capacități de producție. Pentru etapele următoare, investițiile se actualizează pe baza graficului de execuție a investiției.
- *Durata de viață sau de serviciu (D)* este intervalul de timp de la punerea în funcțiune a obiectivului până la expirarea duratei de funcționare, interval în care obiectivul general produce efecte economice. Duratele de viață sunt normate.
- *Durata de studiu (D')* este perioada (convențional aleasă) pentru care se efectuează calculele de actualizare și începe de la momentul 0.

Expresia analitică a cheltuielilor totale actualizate (CTA), în forma ei sintetică, ce se aplică pentru fiecare din variantele comparate, este următoarea:

$$CTA=\sum_{t=1}^{d}\frac{I_t}{\left(1+r\right)^t}+\sum_{t=d+1}^{D'}\frac{C_t}{\left(1+r\right)^t} \quad (10.2.7)$$

în care:
- I_t este investiția din anul t;
- t - durata, în ani, de la începerea investiției;
- C_t - cheltuielile anuale din anul t.

În termenul C_t nu se include amortizarea investiției.

10.2.3. Criteriul duratei de recuperare

Acest criteriu se poate aplica la compararea a două soluții de alimentare cu căldură cu termen apropiat de realizare, în care:
- $I_1 > I_2$ (I_1 este investiția în soluția 1, I_2 - în soluția 2)
- $C_1 < C_2$ (C_1 - cheltuieli anuale în soluția 1, C_2 - în soluția 2)

Soluția 1 se adoptă dacă plusul de investiții față de soluția 2 se recuperează într-o durată normată (de ex.: 10 ani) cu ajutorul economiei de cheltuieli anuale, pe baza relației:

$n = (I_1 - I_2) / (C_2 - C_1) \leq 10$ ani

Acest criteriu este folosit în situația în care, prin aplicarea criteriului CTA, nu se obțin diferențe sensibile (peste 2 %) între soluțiile analizate.

10.3. Structura externă a sistemelor de alimentare centralizată cu căldură

Se caracterizează prin:
- sursele de căldură și amplasarea acestora în raport cu zonele de consum care influențează direct configurația rețelelor termice;
- natura agentului termic folosit la transportul și distribuția căldurii;
- rețelele de transport și distribuție;
- modul de racordare a consumatorilor.

10.3.1. Surse de energie

Sursele de energie ce pot alimenta centralizat cu căldură ansamblurile urbane sau consumatorii industriali și terțiari pot fi:
- centrale de cogenerare (centrale electrice de termoficare - CET)
- centrale nucleare electrice de termoficare (CNET);
- centrale termice de capacitate mare (peste 5 MW);
- centrale termice de capacitate medie (1...5 MW).

Combustibilii utilizați la producerea energiei termice sunt:
- gaze naturale;
- combustibili lichizi;
- combustibili solizi (cărbune, deșeuri etc.)

În general, centralele electrice de termoficare, în marea lor majoritate, funcționează cu două tipuri de combustibili, și anume: gazul natural și păcura.

Amplasarea surselor depinde de: condițiile locale, combustibilii disponibili, mărimea și ritmul de dezvoltare a

consumului termic, existenţa unor surse de energie termică amplasate în zone industriale susceptibile de modernizare şi extindere, cerinţele de protecţie a mediului.

Inconvenientele amplasării centralelor exterioare (CET şi CT de mare capacitate), cum ar fi costurile mari pentru realizarea conductelor de transport, sunt compensate de economiile de investiţii şi cheltuielile anuale de exploatare datorate pretenţiilor mai modeste în executarea finisajelor, posibilităţilor de alimentare preferenţială cu gaze şi apă industrială, accesului la liniile de transport feroviar etc.

Amplasarea la distanţe mari de centrele, populate face posibilă realizarea unor centrale de mare capacitate, echipate cu turbine de gaz sau abur, având puteri unitare mari şi performanţe superioare, apropiate de centralele de condensaţie.

Acolo unde consumul de energie termică este relativ mic se acceptă realizarea unei centrale termice în imediata apropiere a consumatorului cu luarea în considerare a unor aspecte, ca acordul urbanistic, protecţia mediului etc.

10.3.2. Agentul termic

Natura agentului termic folosit în sistemele de alimentare cu căldură diferă în funcţie de felul sursei, precum şi de tipul şi necesităţile consumatorilor; se pot utiliza :

- apă fierbinte, cu temperatura nominală peste 115 °C;
- apă caldă cu temperatura nominală de maximum 115 °C;
- abur de presiune medie (6...15 bar).

Agentul termic sub formă de apă caldă, (în general, 95/75 °C), se utilizează numai în cazul centralelor termice de capacitate mică, cu un număr limitat de consumatori.

În general, toate centralele de cogenerare (CET) pot furniza apă fierbinte şi/sau abur de presiune medie.

Avantajele utilizării apei fierbinţi în sistemele de termoficare sunt:

- producţia specifică de energie electrică pe unitatea de căldură livrată orar sau anual în reţeaua de transport este mai mare comparativ cu utilizarea aburului;
- raza de acţiune, respectiv, lungimea reţelei de transport a căldurii este mult mai mare, comparativ cu utilizarea aburului;
- este posibilă păstrarea în ciclul termic a întregii cantităţi de condensat;
- scheme relativ simple pentru racordarea consumatorilor urbani de energie termică.

Dezavantajul utilizării apei fierbinţi constă în faptul că proiectarea şi exploatarea unei astfel de reţele impune măsuri atente pentru menţinerea sub control a regimurilor de funcţionare, aspect compensat însă de posibilitatea unei reglări mai bune, elasticitate în exploatare şi personal mai puţin numeros.

În unele sisteme de alimentare cu căldură, de dimensiuni relativ reduse, rezultă economic că poate să se utilizeze ca agent termic, apa caldă cu temperatura de 110/55 °C în reţelele de transport şi distribuţie.

Alegerea agentului termic specific fiecărei situaţii, precum şi a parametrilor acestuia, constituie, prin implicaţiile tehnice şi economice care decurg, una dintre problemele importante ale sistemelor de alimentare centralizată cu căldură.

Întrucât la consumatori urbani temperaturile sunt de 90/70 sau 95/75 °C, pentru agentul termic de încălzire şi 55...60 °C, pentru apa caldă de consum, temperatura agentului termic livrat de sursele de energie depinde şi de condiţiile impuse de consumatori.

Utilizarea agentului termic cu temperatură cât mai ridicată în conducta de ducere prezintă ca avantaje faptul că se reduce:

- debitul nominal de apă care circulă în sistem, micşorând diametrul conductelor, greutatea şi costul acestora, la aceeaşi pierdere specifică de sarcină;
- puterea pompelor din sistem precum şi energia electrică consumată anual de acestea;
- suprafaţa de încălzire la consumatorii racordaţi direct şi la schimbătoarele de căldură (la cei racordaţi indirect).

Utilizarea temperaturilor ridicate ale agentului termic furnizat de CET implică însă şi unele dezavantaje prin faptul că:

- scade energia electrică produsă în turbine;
- creşte consumul anual de combustibil şi cheltuielile de exploatare precum şi investiţiile suplimentare comparativ cu celelalte soluţii.

Influenţa creşterii temperaturii nominale a agentului termic asupra pierderilor de căldură este relativ mică deoarece mărirea valorii acestora este compensată de reducerea diametrelor conductelor, respectiv, a suprafeţelor de schimb de căldură.

Fixarea temperaturii optime de alimentare are în vedere şi mărimea sistemului. În general, la sistemele mici de cogenerare se alege temperatura de 120 (130) °C iar la cele mai mari temperatura de 130 (150) °C.

Se practică utilizarea aburului ca agent termic numai pentru satisfacerea necesităţilor tehnologice.

Aceasta se justifică nu numai prin inconvenienţele legate de proiectarea şi exploatarea instalaţiilor la consumatori dar şi printr-o serie de dezavantaje de natură energetică.

În cazul producerii combinate de energie, electrică şi termică, utilizarea apei fierbinţi în locul aburului conduce la avantaje energetice în sensul producerii unei cantităţi sporite de energie electrică, datorată posibilităţii destinderii aburului în turbină până la presiuni mai coborâte.

În anumite condiţii, producând energie termică în centrale termice cu deşeuri menajere, cărbune etc., se pot justifica sisteme relativ mari, în care aburul de presiune medie este utilizat pentru transportul căldurii, prin reţele, până la punctele termice.

În ceea ce priveşte sursele de capacitate mică, amplasate în apropierea consumatorilor, agentul termic poate fi apa caldă cu temperatura de până la 115 °C.

Faţă de utilizarea apei fierbinţi, apa caldă prezintă unele avantaje şi anume:

- racordarea consumatorilor se poate face direct;
- se simplifică instalaţia de asigurare şi de preluare a dilatării apei;
- distribuţia agentului termic prin conducte se realizează la temperaturi şi presiuni mai mici, simplificând mult problemele legate de compensarea dilatărilor;
- utilizarea de ţevi şi izolaţii cu grosimi mai reduse;
- asigurarea independenţei alimentării consumatorilor racordaţi la sursă faţă de ceilalaţi consumatori.

10.3.3. Reţele de transport şi distribuţie

Asigură circulaţia agentului termic şi alimentarea cu căldură a consumatorilor.

În cazul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură, se consideră reţele de transport, conductele care fac legătura între sursă şi zonele de amplasare a consumatorilor. În sistemele centralizate de alimentare cu căldură reţelele se împart în:

- reţele de transport, care fac legătura dintre sursa termică şi zonele de amplasare a consumatorilor;
- reţele de distribuţie, care fac legătura dintre reţeaua de transport şi punctele termice (instalaţiile de racordare);
- reţelele de distribuţie secundare, care fac legătura dintre punctele termice şi consumatori.

Reţelele de transport şi distribuţie, fiind reţele publice, trebuie astfel concepute, construite şi exploatate încât să asigure, în orice condiţii de funcţionare, continuitatea alimentării cu căldură la parametrii necesari.

Factorii principali de care depinde eficienţa unei reţele sunt: cheltuielile de amortizare şi de întreţinere, costul căldurii pierdute şi cheltuielile pentru pompare.

Alegerea soluţiilor la proiectarea reţelelor are la bază, pe lângă considerente tehnicoeconomice şi pe cele privind eventualele extinderi, în funcţie de evoluţia consumului de căldură.

Clasificarea reţelelor de transport şi distribuţie se poate face în funcţie de:
- tipul agentului termic: apă fierbinte, apă caldă, abur;
- numărul conductelor care, ţinând seama de parametrii agentului termic şi de sistemul adoptat pentru distribuţie şi racordarea consumatorilor, poate fi:
  • monotub: o singură conductă de ducere de la sursă la consumatori, fără conductă de întoarcere;
  • bitub: agentul termic este trimis la consumator cu aceeaşi parametri pentru toate utilităţile şi revine printr-o singură conductă de întoarcere;
  • tritub: două conducte de ducere care trasnportă agentul termic la parametrii diferiţi, având conductă de întoarcere comună;
  • multitub, cu sau fără conductă de întoarcere.
- configuraţia reţelelor: arborescentă sau inelară;
  • reţelele arborescente sunt mai simple, mai puţin costisitoare şi mai comode în exploatarea normală însă, în caz de avarie, nu permit alimentarea consumatorilor situaţi în aval de avarie (o soluţie pentru astfel de cazuri este realizarea unor bretele de legătură);
  • reţelele inelare permit, în caz de avarie, o alegere corectă a diametrelor buclelor, menţinerea alimentării tuturor consumatorilor, cu excepţia celor racordaţi între două vane care izolează avaria: schemele inelare sunt mai costisitoare decât cele arborescente iar, în exploatare, prezintă dezavantajul determinării mai dificile a locului unei avarii. Configuraţia inelară conduce la economii de energie electrică pentru pompare, faţă de configuraţia arborescentă.

Soluţii uzuale privind configuraţia reţelelor termice de transport şi distribuţie sunt prezentate în figura 10.3.1.
- soluţii constructive de amplasare a conductelor, care pot fi:
  • supraterane (aeriene);
  • subterane, în canale termice respectiv galerii edilitare sau direct în sol, caz în care sarcinile exterioare se transmit direct asupra conductelor şi izolaţiei acestora.

10.3.4. Racordarea consumatorilor

Racordarea consumatorilor la reţelele de transport şi distribuţie ale sistemelor de alimentare centralizată cu căldură se poate realiza:
- direct sau indirect pentru instalaţiile de încălzire, ventilare şi tehnologice;
- deschis sau închis, pentru instalaţiile de preparare a apei calde de consum şi cele tehnologice, în care apa se consumă sau nu, efectiv, în proces.

Alegerea modului de racordare a consumatorului depinde de regimul de temperatură şi presiune al agentului termic ce circulă în reţea precum şi de condiţiile impuse de regimul termic şi de presiune din instalaţiile de la consumatori.

Astfel racordarea directă (fig. 10.3.2) se adoptă în cazul utilizării agentului termic sub formă de apă caldă sau apă fierbinte atât în sistemul de distribuţie cât şi în instalaţia interioară a consumatorului, cu respectarea prevederilor Normativului I13; nu se recomandă racordarea directă a locuinţelor, spitalelor, creşelor etc. la reţelele de apă fierbinte din motive de ordin igienico-sanitar.

Racordarea directă cu amestec (fig. 10.3.3), prin elevator sau cu pompă de amestec, este de preferat, necesitând investiţii mai mici în punctele termice şi în reţea, prin eliminarea conductelor de distribuţie (atunci când punctul termic se află în vecinătatea consumatorului).

Racordarea indirectă (fig. 10.3.4) este adoptată, de regulă, atunci când nu pot fi satisfăcute condiţiile de temperatură sau presiune solicitate de consumatori. Are avantajul că asigură separarea circuitului primar de circuitul secundar (instalaţiile consumatorilor) prin intermediul schimbătoarelor de căldură. În aceste cazuri, consumatorii au un regim hidraulic propriu, protecţie împotriva suprapresiunilor (vase de expansiune deschise sau închise), pompe de adaos, precum şi instalaţii de automatizare independente de circuitul primar. Acest mod de racordare conduce însă la investiţii ridicate pentru realizarea punctelor termice, a reţelelor de distribuţie precum şi la cheltuieli de exploatare mai mari, materializate prin consum de energie, cheltuieli pentru reparaţii şi cheltuieli cu forţa de

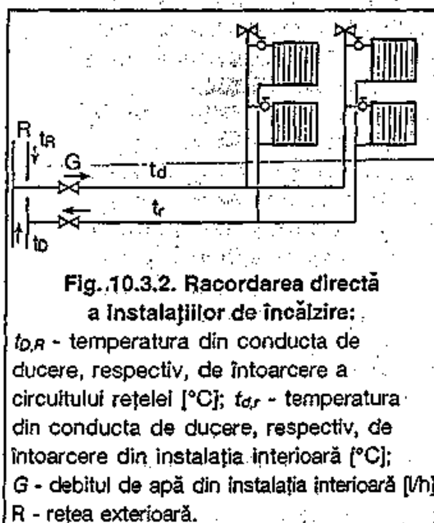


Fig. 10.3.2. Racordarea directă a instalaţiilor de încălzire:
$t_{D,R}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere a circuitului reţelei [°C]; $t_{d,r}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere din instalaţia interioară [°C];
G - debitul de apă din instalaţia interioară [l/h];
R - reţea exterioară.

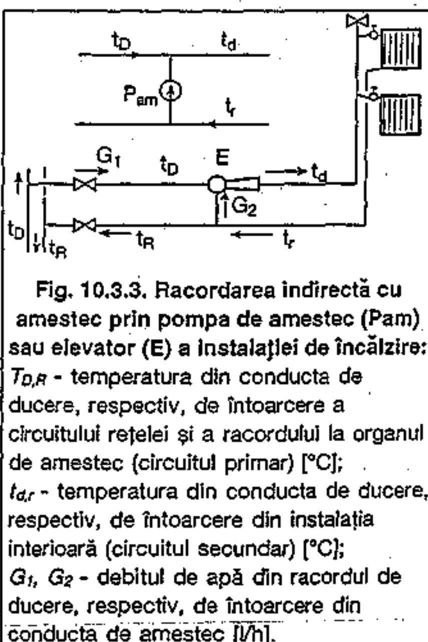


Fig. 10.3.3. Racordarea indirectă cu amestec prin pompa de amestec (Pam) sau elevator (E) a instalaţiei de încălzire:
$T_{D,R}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere a circuitului reţelei şi a racordului la organul de amestec (circuitul primar) [°C];
$t_{d,r}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere din instalaţia interioară (circuitul secundar) [°C];
G_1, G_2 - debitul de apă din racordul de ducere, respectiv, de întoarcere din conducta de amestec [l/h].

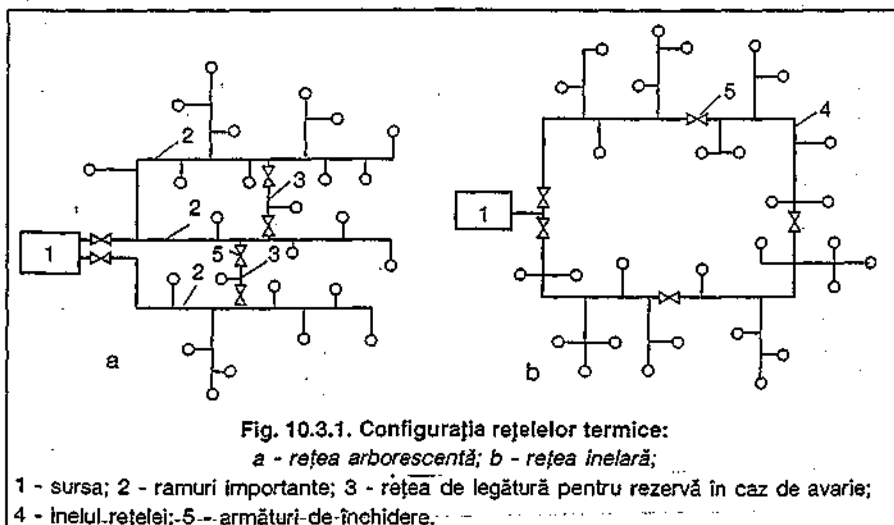


Fig. 10.3.1. Configuraţia reţelelor termice:
a - reţea arborescentă; b - reţea inelară;
1 - sursa; 2 - ramuri importante; 3 - reţea de legătură pentru rezervă în caz de avarie; 4 - inelul reţelei; 5 - armături de închidere.

muncă.

10.4. Surse de energie

10.4.1. Criterii privind alegerea surselor de energie

Alimentarea cu energie a orașelor și, mai ales a marilor aglomerații, este supusă unor condiții și cerințe legate de dezvoltarea durabilă. Ea este dependentă de factorul economic și de finanțare a soluțiilor, de îndeplinirea condițiilor legate de poluare a mediului, de modul în care este acceptată de populație și de autoritățile admistrației locale.

Se manifestă criterii și tendințe ca:

- prețul energiei să includă, în mod progresiv, costurile indirecte legate de impactul asupra mediului; consumatorul este penalizat la utilizarea energiei în soluții poluante și ineficiente;
- deciziile, în ceea ce privește producerea și vânzarea (distribuirea) energiei necesare societății, să țină cont de încadrarea soluțiilor într-o strategie de durată și să se bazeze pe analize ale eficienței tehnico-economice;
- sursele de combustibil fosil să rămână încă dominante pe piața energiei cel puțin 4-5 decenii de acum încolo, dincolo de durata de viață a soluțiilor tehnice moderne din generația actuală;
- sursele nucleare, deși esențiale pentru închiderea balanței de energie și pentru limitarea efectului de seră, să aibă încă o dezvoltare frânată de inacceptarea lor de către societatea de astăzi;
- educația în domeniul problemelor de energie și mediu și transparența în decizii și în tarife să fie de natură să ...ureze urmarea căii celei mai directe ...ntru obținerea succesului și a eficienței energetice;
- în structura și dezvoltarea orașelor să apară mutații asupra cerințelor de energie ale habitatului modern, mai ales legate de marile construcții de imobile publice, comerciale și blocuri de locuit cu confort progresiv sporit. Astfel, sunt de remarcat în această privință:

• reducerea progresivă a consumului de căldură prin mărirea eficienței încălzirii, în primul rând, pe seama unei arhitecturi și a unei execuții corespunzătoare etc.;

• realizarea tot mai frecventă a recuperării căldurii deșeu, din imobile, și a folosirii unor surse regenerative locale, inclusiv,a valorificării energetice a deșeurilor urbane;

• un apel mărit, dar totuși ponderat și plafonat, la energia electrică, efect al folosirii tot mai extinse a aparaturii electrocasnice și a iluminatului; plafonarea consumului se poate realiza în contextul unor tarife care să incite la economisirea energiei și la atenuarea vârfurilor de cerere.

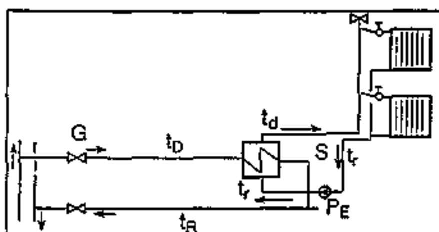


Fig. 10.3.4. Racordarea indirectă a instalației de încălzire prin schimbător de căldură (S):
$t_{D,R}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere a rețelei și a racordului la schimbător (circuitul primar) [°C]; t_d, t_r - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere a instalației interioare (circuitul secundar) [°C]; G - debitul de apă din racordul la schimbător [l/h]; P_E - pompa de circulație în circuitul secundar.

10.4.2. Clasificarea centralelor

Producerea agenților termici pentru alimentarea cu căldură a ansamblurilor de clădiri se face în: centrale termice (CT) și centrale de termoficare (CET)

Centrala termică are drept scop producerea de căldură sub diferite forme (apă fierbinte, apă caldă, abur), pe care o distribuie centralizat la un grup de clădiri sau la un ansamblu urban (industrial).

Centrala de termoficare (de cogenerare), din sistemele de termoficare, se caracterizează prin procesul de producere combinată și simultană a energiei electrice și termice. Prezintă ca avantaje:

• economia de combustibil;

• posibilitatea de a folosi mai eficient combustibilul, cu evitarea poluării și a pierderilor de combustibil la distribuția în localități și a stocării acestuia la consumatori. Drept consecință a economiei de combustibil apare, nemijlocit, și reducerea emisiilor de noxe și a emisiei de CO_2, mai ales, în cazul în care se folosesc combustibili cu raport C/H mai redus, cum ar fi gazul metan.

În funcție de instalațiile cu care sunt echipate, centralele de cogenerare sunt definite prin:

• turbine de abur (TA);
• turbine de gaz (TG);
• ciclu combinat (turbine de gaz și de abur);
• motoare Diesel.

10.4.3. Economia de combustibil realizată prin termoficare

Ciclul termodinamic al cogenerării, comparativ cu ciclul de condensație și cu ciclul de producere a căldurii într-un cazan de încălzire, în cazul în care tot aburul care a traversat turbina este preluat la ieșire din turbină și trimis la consumator (turbină cu contrapresiune), este prezentat în figura 10.4.1

Diagramele presupun aceiași para-

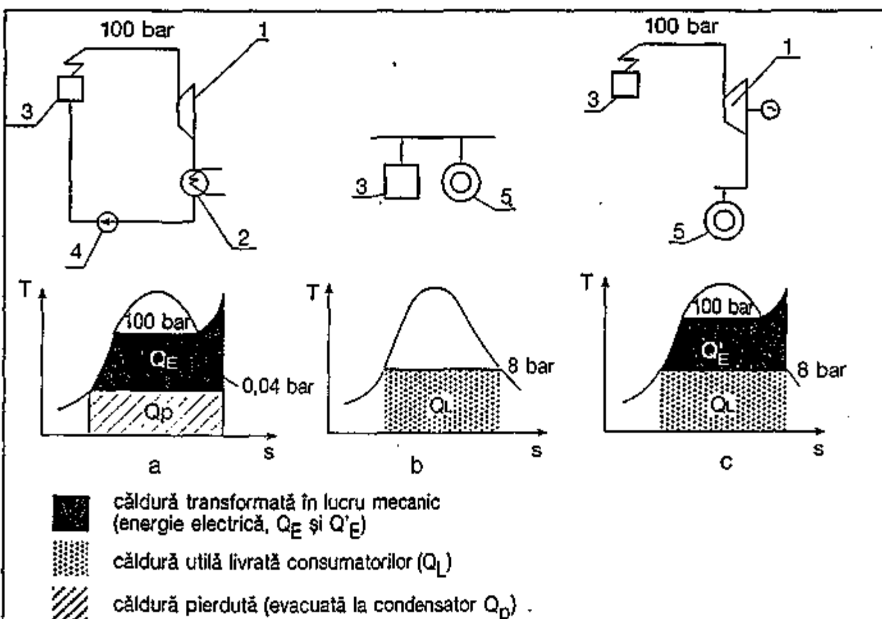


Fig. 10.4.1. Diagrama T-s pentru producerea energiei electrice și termice:
a - producerea separată a energiei electrice;
b - producerea separată a energiei termice;
c - producerea combinată de energie electrică și termică
1 - turbină; 2 - condensator; 3 - cazan de abur; 4 - pompă de alimentare; 5 - consumator de căldură; Q_E și Q'_E - căldură transformată în lucru mecanic (energia electrică); Q_L - căldură utilă livrată consumatorilor; Q_P - căldură pierdută (evacuată la condensator).

metri inițiali la CTE și CET și returnarea condensatului fără pierderi de la consumatorul de căldură.

a) Randamentul în cazul ciclului de condensație este

$\eta_t = Q_E / (Q_E + Q_p)$ (10.4.1)

Q_E - este energia electrică produsă, iar Q_p energia pierdută de fluidul de răcire din condensator.

b) Randamentul termic pentru instalația de încălzire este $\eta_t = 1$.

c) Randamentul termic al ciclului de termoficare este

$\eta_t = (Q_E+Q_L) / (Q_E+Q_L) = 1$ (10.4.2)

Q_E și Q_L au semnificația din figura 10.4.1 c.

Se constată, în comparație cu ciclul de condensație, că oprind destinderea, la o presiune superioară, puterea specifică este mai redusă cu atât mai mult cu cât consumatorul are nevoie de o presiune mai ridicată de abur; deci, pentru aceeași putere electrică, turbina de termoficare va avea un consum de abur mai mare decât cea de condensație.

Pentru a stabili economia de combustibil aferentă termoficării se consideră cele două situații echivalente în privința livrării de căldură, și anume:

- producerea separată (în CTE-energie electrică și în CT-energie termică);
- producerea combinată de energie electrică și energie termică (în CET).

Cantitățile de combustibil consumate la producerea separată a energiei electrice și energiei termice și în cazul termoficării sunt următoarele:

• la producerea separată:

$B_{SEP} = [Q_T / (H_i \cdot \eta_{CT})] + E \cdot g_{CTE}$ (10.4.3)

• la producerea combinată în CET:

$B_{CET} = [Q_T / (H_i \cdot \eta_c \cdot \eta_r)] + E_T \cdot g_{T\,CET} +$
$+ (E - E_T) \cdot g_{C\,CET}$ (10.4.4)

Neglijând pierderile electrice diferite între cele două soluții, $E_c = E - E_T$, economia de combustibil realizată este:

$\Delta B = B_{SEP} - B_{CET} =$
$= (Q_T / H_1) \cdot [1 / \eta_{CT} - 1 / (\eta_C \cdot \eta_r)] -$
$- E_T \cdot (g_{T\,CET} - g_{C\,CET}) -$
$- E \cdot (g_{C\,CET} - g_{C\,TE})$ (10.4.5)

unde:

- H_1 este puterea calorică a combustibilului [kJ/kg$_{cc}$];
- Q_T - căldura livrată [kJ];
- η_{CT} - randamentul centralei termice la producția separată;
- η_C - randamentul mediu al cazanului din CET;
- η_r - randamentul rețelei de transport a căldurii;
- E_T - energia electrică produsă în termoficare [kWh];
- E_c - energia electrică produsă în condensație de turbina de termoficare [kWh];
- E - energia electrică produsă în condensație în CTE [kWh];
- g_{CTE} - consumul specific pentru energia electrică produsă în centrala de condensație (CTE) [kg$_{cc}$/kWh];
- $g_{T\,CET}$ - consumul specific - pentru energia electrică produsă în termoficare [kg$_{cc}$/kWh];
- $g_{C\,CET}$ - consumul specific pentru energia electrică produsă în condensație, de CET [kg$_{cc}$/kWh].

Principala economie de combustibil se face pe seama energiei electrice produse în cogenerare. Economia de combustibil poate atinge valori de 35...40 %.

10.4.4. Scheme de centrale de termoficare echipate cu turbine de abur

Livrarea căldurii la consumator se poate face cu ajutorul turbinelor cu contrapresiune sau a turbinelor cu condensație și prize reglabile de abur (fig. 10.4.2)

Schema unei turbine cu contrapresiune este prezentată în fig. 10.4.3 a. Puterea electrică livrată de aceasta este strict dependentă de debitul de abur furnizat, ceea ce implică funcționarea interconectată cu sistemul energetic. Regimul de lucru este dictat de consumul de căldură și grupul poate fi folosit la baza curbei de sarcină.

Turbina cu contrapresiune este o mașină constructiv simplă și ieftină. Din această cauză ea este folosită pentru:

• acoperirea cotei de debit constant, cerută de consumatorii termici importanți;

• instalații de mică însemnătate, a căror putere nu este neapărat necesar să fie asigurată pentru sistem.

O independență limitată între puterea electrică și debitul de căldură se poate obține intercalând între ieșirea din turbină și consumator, un acumulator de căldură, (fig. 10.4.3 b). Acesta conține un volum de apă în contact cu o pernă de abur. În momentrul când debitul spre consumator D_c este mai redus decât debitul din turbină D_T a cărei reglare este dictată de sarcina electrică, presiunea în acumulator crește și o parte din abur condensează, încălzind volumul de apă până la noua entalpie de saturație.

Când consumul de abur depășește producția, presiunea scade și o parte din apa acumulatorului se vaporizează.

Consumatorul este racordat la presiunea p_2, prin intermediul unui regulator de presiune, în timp ce lucrează cu o contrapresiune variabilă p_2'. Deoarece $p_2' > p_2$ rezultă că introducerea acumulatorului atrage după sine o micșorare a indicelui de termoficare și, deci, a eficienței.

În cazul în care consumatorul de căldură are nevoie de două presiuni de abur, diferite între ele, aceasta se poate obține prin folosirea a două turbine de contrapresiune distincte sau printr-un singur grup de contrapresiune și priză reglabilă.

Funcționarea turbinelor cu condensație

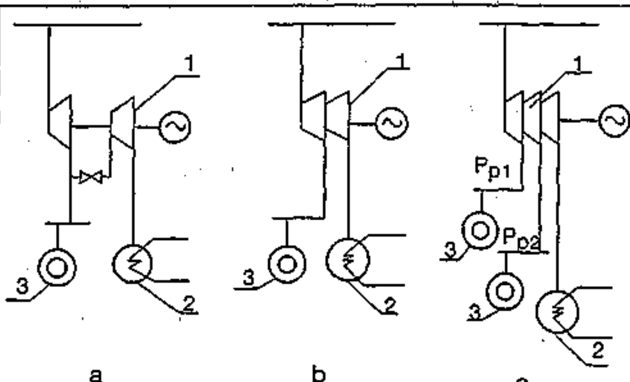


Fig. 10.4.2. Schemele turbinelor cu condensație și priză:
a - cu o priză reglabilă și 2 corpuri;
b - cu o priză reglabilă, reprezentare simplificată;
c - cu două prize reglabile;
1 - turbină; 2 - condensator; 3 - consumator de căldură;
P_{p1} și P_{p2} - presiunea prizei 1 și, respectiv, 2.

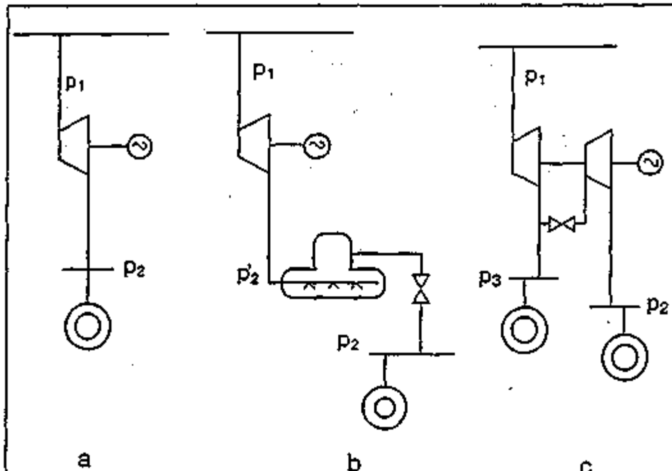


Fig. 10.4.3. Schemele turbinelor cu contrapresiune:
a - contrapresiune simplă; b - contrapresiune și acumulator;
c - contrapresiune și priză reglabilă (2 presiuni de consum).

și prize reglabile, în sistemul energetic, este independentă de cererea de abur a consumatorului; ele pot avea o infinitate de regimuri de lucru, după puterea electrică și debitul cerut. Turbina cu contrapresiune și priză reglabilă este reprezentată în figura 10.4.3 c. Presiunea prizei (p_3) este cuprinsă în domeniul 7...15 bar și servește pentru alimentarea consumatorilor cu regim ridicat de presiune; contrapresiunea p_2 (în domeniul 2...4 bar) este utilă consumatorilor cu regim relativ redus de presiune.

Randamentul intern al turbinelor cu condensație și priză reglabilă este mai coborât deoarece:

- fiecare regulator de priză constituie o rezistență în calea curgerii aburului și cauzează o pierdere de sarcină prin laminare;
- turbina cu prize reglabile are corpurile dimensionate pentru situația limită în care cererea de abur pe priză este maximă. În numeroase perioade corpurile nu funcționează cu debitul maxim și, de aceea, randamentul intern este și mai scăzut.

Regimurile limită ale turbinei cu condensație și o priză reglabilă pot fi puse în evidență prin analiza din tabelul 10.4.1 Pentru simplificare, s-au neglijat debitele de abur pentru preîncălzirea apei de alimentare.

Puterea disponibilă în regim de condensație P_k, obținută când prin corpul de joasă presiune trece debitul maxim $D_{k\,max}$ depinde de dimensionarea acestuia. Puterea poate fi mai mică, egală sau mai mare decât puterea disponibilă în regim de termoficare.

Funcționând în regim de condensație, grupul va avea un consum specific mai mare decât grupul de condensație pură cu aceeași parametri inițiali și finali.

Puterea disponibilă a turbinei, în regim de termoficare este dată, exclusiv, de corpul de înaltă presiune, în cel de joasă presiune circulând numai un debit minim de abur D_{KO} necesar menținerii temperaturii paletajului (răcirii lui).

Consumul de căldură în acest regim este mai mare decât al turbinei în regim de termoficare cu valoarea Q_{KO}, corespunzător debitului D_{KO}:

$$Q_1 = Q_T + Q_{KO} \quad [kJ] \qquad (10.4.6)$$

Puterea electrică disponibilă maximă are loc în momentul când amândouă corpurile sunt complet încărcate cu abur, iar la priză se dă consumatorului diferența de debit $D_p = D_{1\,max} - D_{k\,max}$; această turbină constituie pentru sistemul energetic un mijloc de a avea o rezervă caldă de putere de vârf, folosibilă imediat, în măsura în care consumatorul de căldură poate fi redus temporar (situație posibilă pentru consumatorii de căldură pentru încălzire).

Se definește puterea adițională P_{ad} diferența:

$$P_{ad} = P_{max} - P_T \quad [kW] \qquad (10.4.7)$$

Mărimea puterii adiționale și regimul cu putere maximă depind de dimensionarea părții de condensație a turbinii (D_k) și de dimensionarea corpului de înaltă presiune (D_1).

10.4.5. Centrale cu turbine de gaz (ITG)

Instalația cu turbină de gaz (ITG) este o mașină termică ce realizează conversia energiei chimice în energie mecanică, utilizând ca agent termic un gaz. Gazele utilizate frecvent în acest scop sunt: aer, gaze de ardere, dioxid de carbon, heliu etc.

Ciclul termodinamic, după care evoluează instalațiile moderne cu turbine de gaz, este ciclul Brayton, întâlnit în literatura de specialitate și sub denumirea Joule. În figura 10.4.4 este prezentată, în coordonate T-s (temperatură-entropie), forma ciclului Brayton teoretic, pentru care se disting următoarele transformări termodinamice:

- 1-2 compresie izentropică;
- 2-3 încălzire izobară;
- 3-4 destindere izentropică;
- 4-1 răcire izobară.

Din punct de vedere al modului de interacțiune între agentul termic și produsele de combustie corespunzătoare sursei calde a ciclului se disting: ITG în circuit deschis și ITG în circuit închis.

10.4.5.1 ITG - în circuit deschis

Agentul de lucru se amestecă cu produsele de combustie la sursa caldă și apoi se destind împreună în turbină pentru a fi ulterior eșapate în atmosferă. Închiderea ciclului se realizează prin intermediul atmosferei care reprezintă în același timp și sursa rece a ciclului.

Schema de principiu pentru ITG în circuit deschis și procesul real în coordonate T-s se prezintă în figura 10.4.5. Se disting următoarele transformări:

- 0-1 căderea de presiune (laminare) în filtrul de aspirație a aerului în compresor (FA);
- 1-2 compresie politropică în compresor (K);
- 2-3 ardere în camera de combustie, cu pierdere de sarcină (CA);
- 3-4 destindere politropică în turbina de gaz (T);
- 4-5 pierdere de sarcină (laminare) în amortizorul de zgomot (AZ).

Pe scurt, modul de funcționare a ITG în circuit deschis poate fi descris astfel:

- aerul este aspirat de compresor prin intermediul unui filtru de aer FA, care are rolul de a opri eventualele impurități mecanice ceea ce ar duce la degradarea paletajului compresorului;
- după ce este comprimat, aerul pătrunde în camera de combustie unde se amestecă cu combustibilul; energia necesară compresiei este furnizată de turbina de gaz (compresorul și turbina de gaz sunt dispuse pe aceeași linie de arbori).
- produsele de ardere ies din camera de combustie și se destind în turbina

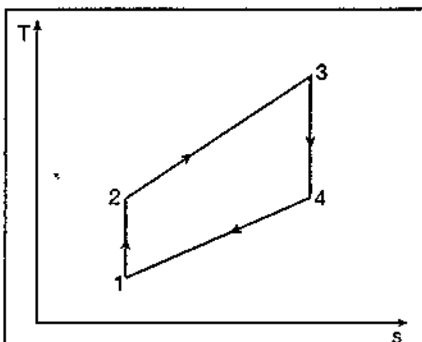


Fig. 10.4.4. Ciclul Brayton teoretic, în coordonate T-s.

Tabelul 10.4.1. Regimurile limită ale turbinei de condensație și priză reglabilă

Regimul	Condensație pură	Termoficare (maximă)	Putere maximă
Schema de funcționare	D_1, P_1, D_p, D_{kmax}	D_{1max}, P_T, D_{pmax}, D_{ko}	D_{max}, P_{max}, $D_p = D_{max} - D_{kmax}$, D_{kmax}
Caracteristicile debitelor - în condensator - la intrarea în turbină - la priză	$D_k = D_{k\,max}$ $D_1 < D_{1\,max}$ $D_p = 0$	$D_k = D_{ko\,(min)}$ $D_1 = D_{1\,max}$ $D_p = D_{p\,max}$	$D_k = D_{k\,max}$ $D_1 = D_{1\,max}$ $D_p = D_{1\,max} - D_{k\,max}$
Puterea disponibilă	P_k	$P_T < P_K$	P_{max}

de gaz producând lucru mecanic; o parte din lucrul mecanic produs este utilizat pentru antrenarea compresorului iar cealaltă parte este transmisă către generatorul electric;

- gazele de ardere sunt eşapate în atmosferă prin intermediul unui amortizor de zgomot care are rolul de a reduce poluarea fonică; când turbina de gaz intră în componenţa unui ciclu combinat gaz-abur, rolul AZ este îndeplinit de cazanul de abur.

10.4.5.2 ITG-în circuit închis

Turbina de gaz în circuitul închis urmăreşte:

- apropierea ciclului turbinei de gaz de ciclu ideal Carnot prin răciri şi încălzirii repetate în timpul compresiei şi al destinderii (fig. 10.4.6).
- folosirea unui mediu de lucru perfect curat pentru compresor şi turbină;
- realizarea ciclului cu presiuni ridicate, cu ajutorul cărora să se reducă volumul specific al gazelor, dimensiunile maşinii şi să se poată spori puterea unitară;
- folosirea oricărui combustibil pentru sursa caldă.

Turbina de gaz în circuit închis este o instalaţie cu ardere externă, la care transmisia de căldură de la gazele de ardere la mediul de lucru se face prin suprafaţa metalică a unui cazan de aer cald.

Întrebuinţarea unor răciri şi încălziri multiple nu a fost posibilă în practică, turbina în circuit închis realizându-se în două trepte de compresie şi una, cel mult două, trepte de destindere, dar fără încălzire intermediară, aşa cum este prezentat în figura 10.4.7.

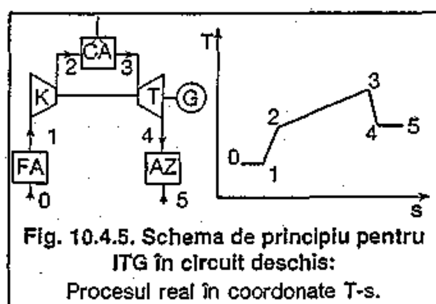


Fig. 10.4.5. Schema de principiu pentru ITG în circuit deschis: Procesul real în coordonate T-s.

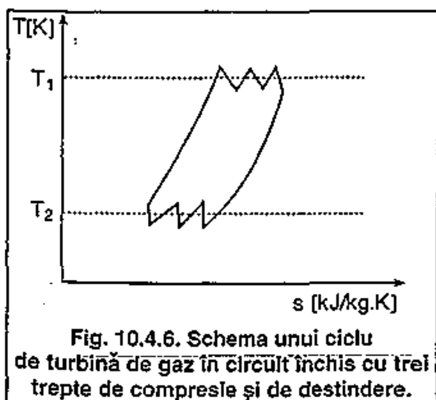


Fig. 10.4.6. Schema unui ciclu de turbină de gaz în circuit închis cu trei trepte de compresie şi de destindere.

Cele două trepte de comprimare au între ele un răcitor de aer, combinat cu un recuperator de căldură pentru termoficare. Aerul comprimat se încălzeşte suplimentar în schimbătorul de căldură recuperativ, apoi în cazanul de aer cald şi se destinde în turbină. Turbina are o turaţie mai mare de 3 000 rot/min şi antrenează generatorul printr-un reductor de turaţie. Aerul care părăseşte turbina traversează din nou recuperatorul 6 şi se răceşte apoi în răcitoarele 10 şi 11, reluându-şi parcursul în circuit închis.

Instalaţia are nevoie de apă pentru răcirea aerului după ieşirea din recuperator şi între treptele de presiune. Necesarul de apă de răcire este de trei ori mai mic decât la turbinele cu abur.

În cazul ITG în circuit închis masa de agent termic se conservă în interiorul ciclului, deci se pot utiliza în acest scop gaze mai scumpe dar cu proprietăţi termodinamice mai bune: CO_2, He.

La turbinele de gaz, recuperarea de căldură pentru livrare la consumatori externi se face la ieşirea gazelor din turbină şi la răcirile intermediare între treptele de comprimare.

Schema unei instalaţii prevăzută cu schimbătoare de căldură pentru termoficare adaptate unei turbine cu gaz în circuit deschis pe două axe este prezentată în figura 10.4.8.

Recuperarea internă de căldură, cu ajutorul schimbătorului de căldură 5, reducând temperatura gazelor de ardere de la punctul J la K, micşorează cantitatea de căldură Q_{RG} pentru termoficare. În perioadele când nu există consum termic, suprafaţa de schimb de căldură din gazele de ardere se ocoleşte prin by-pass-ul 12.

Cazanul recuperator poate avea o ardere suplimentară folosind excesul de aer din gazele de ardere sau poate funcţiona independent, chiar dacă turbina de gaz este oprită. În acest caz, cazanul primeşte aerul de ardere cu ajutorul ventilatorului special 11. Recuperarea căldurii se face în modul cel mai uşor cu ajutorul apei fierbinţi, instalaţia pretându-se ca sursă de căldură pentru termoficarea urbană.

Cantitatea de căldură recuperată depinde de nivelul de temperatură de pe conducta de întoarcere a reţelei şi de temperatura aerului exterior.

Cantităţile de căldură recuperabilă din gazele de ardere şi de la răcirea intermediară sunt puse în evidenţă prin suprafeţele haşurate Q_{RG} şi Q_{RR} din diagrama T-s a ciclului reprezentat în figura 10.4.9.

10.4.6. Centrale cu ciclu mixt abur–gaze

Din combinarea unui ciclu cu turbină de gaz şi un ciclu cu turbină de abur se pot realiza, în condiţii avantajoase de investiţii, instalaţii cu randament superior ambelor cicluri luate individual.

Sunt posibile mai multe scheme de combinare; se prezintă ca exemplu: instalaţia cu turbină de gaz constituie primul segment al sursei, iar gazele evacuate sunt trimise în cazanul de abur devenit recuperator, în care se efectuează o ardere suplimentară.

Aburul obţinut la cazanul recuperator alimentează o turbină cu abur .

În figura 10.4.10 este prezentată schema de centrală cu ciclu mixt a cărei realizare practică este cea mai avansată.

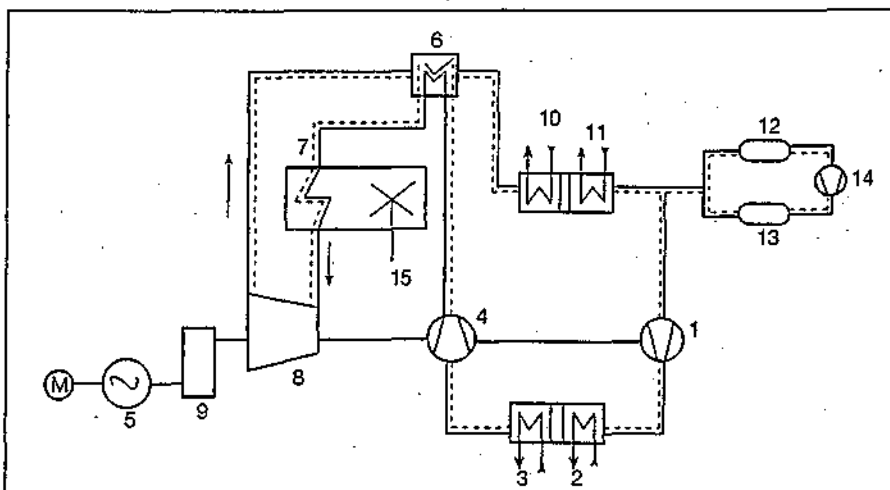


Fig. 10.4.7. Turbina cu circuit închis 12,5 MW SIEMENS:
1 - compresor treapta I; 2 - 10 - recuperator de căldură pentru termoficare; 3 - răcitor de aer; 4 -compresor treapta II; 5 - generator; 6 - schimbător de căldură recuperativ; 7 - cazan de aer cald; 8 - turbină; 9 - reductor de turaţie; 11 - răcitor de aer; 12, 13 - butelii de aer pentru reglare; 14 - compresor pentru reglare; 15 - alimentare cu combustibil.

Căldura preluată de la turbina de gaz de către un cazan recuperator (CR) este cedată sub formă de abur unei turbine de abur și unui circuit paralel de apă fierbinte în cazanul recuperator (CR), de unde este condusă într-o rețea de termoficare. Această schemă prezintă multă flexibilitate în funcționare și se remarcă prin economicitate în producerea energiei din combustibili fosili.

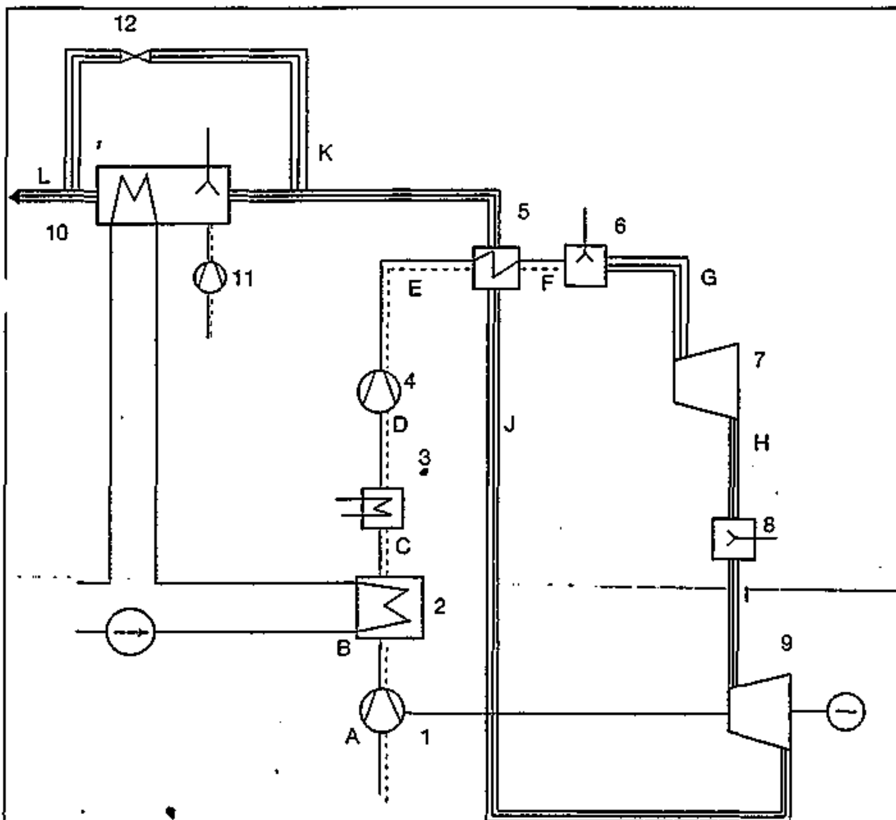


Fig. 10.4.8. Ciclu de turbine de gaz în circuit deschis cu termoficare:
1,4 - compresor; 6,8 - camere de ardere pentru turbina de gaz; 7,9 - turbina de înaltă și joasă presiune; 2 - schimbător de căldură pentru termoficare; 3 - răcitor cu apă; 5 - recuperator de căldură; 10 - cazan cu recuperare de căldură și ardere suplimentară; 11 - ventilatorul cazanului recuperator; 12 - ocolirea cazanului recuperator.

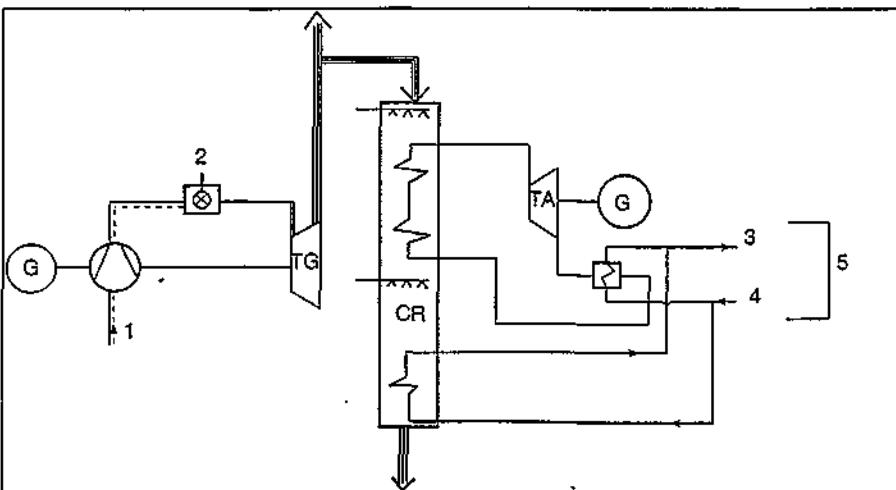


Fig. 10.4.10. Ciclu mixt gaze - abur cu termoficare:
1 - aer; 2 - combustibil; 3 - ducere; 4 - întoarcere; 5 - rețea de termoficare; TG - turbină de gaz; TA - turbină de abur.

10.4.7. Centrale cu motoare Diesel

Centrale de cogenerare cu motoare Diesel se folosesc pentru alimentarea unor consumatori mai mici de energie termică. Se recuperează căldura din circuitele de răcire și de ungere a motoarelor și din gazele de ardere. Până nu de mult motoarele Diesel erau folosite în centrale doar pentru producerea de energie electrică constituind grupuri electrogene de rezervă.

Datorită compactizării, simplității în exploatare și siguranței în alimentare cu energie electrică și termică, acest tip de centrală este din ce în ce mai des folosit în zone cu necesar relativ scăzut de energie termică.

10.4.8. Centrale termice

Sunt surse de producere numai a energiei termice care se pretează la alimentarea centralizată, de la mari distanțe, folosind ca agent termic apă fierbinte (cu temperatura, în condiții de calcul, mai mare de 115 °C) sau abur cu parametrii medii (presiunea absolută situată în domeniul 6...16 bar).

10.4.8.1 Centrale termice de apă fierbinte

Folosirea apei fierbinți ca agent termic, în astfel de surse, este economică față de cazul apei calde ca urmare a concentrării debitelor instalate în mari unități de cazane și a reducerii debitelor vehiculate în rețea, efectul fiind diminuarea investițiilor și a cheltuielilor anuale pentru pompare.

Dintre caracteristicile principale ale cazanelor de apă fierbinte se menționează:

- randamentul ridicat (0,85...0,9), datorită sistemului constructiv și al caracteristicilor îmbunătățite ale arderii;
- prezența focarelor ecranate;
- impunerea restricțiilor privind temperatura minimă a apei la intrarea în cazan, a presiunii minime și maxime a apei la ieșirea din cazan și a debitului minim al acesteia;
- asigurarea cazanelor cu ventile de siguranță;
- tratarea chimică a apei de adaus (dedurizarea până la maximum 1 °d și degazarea până la maximum 0,1 mg/l oxigen dizolvat);
- amplasarea în clădiri independente.

În funcție de mărimea centralelor termice se practică, în prezent, două soluții de scheme funcționale. În cazul centralelor cu un debit instalat de

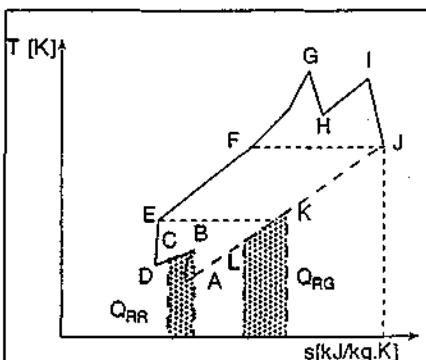


Fig. 10.4.9. Diagrama T-s a unei ITG cu recuperarea căldurii pentru termoficare urbană.

maximum 15...20 MW (fig. 10.4.11), echipamentul de bază (CAF) realizează o temperatură constantă la ieșire, de exemplu 150 °C, ceea ce garantează obținerea unui randament maxim.

Rezolvarea schemei funcționale implică o legătură „bloc" între CAF și pompele de circulație astfel încât modificarea sarcinii termice produse să fie posibilă prin modificarea numărului de cazane care funcționează, implicit a pompelor aferente.

Instalațiile moderne rezolvă această problemă cu ajutorul pompelor de circulație cu turație variabilă.

În scopul realizării parametrilor impuși de consumatori se prevede instalația de amestec, clapeta de reținere și elementele de reglare automată, incluzând robinetul cu trei căi și regulatorul electronic; se obține astfel o corelare între temperatura apei de rețea pe conducta de ducere și parametrul climatic de bază, temperatura aerului exterior.

Graficul de reglare a parametrilor rețelei și variația debitului de agent preluat din cazanele de apă fierbinte, în procesul de amestec, este prezentat în figura 10.4.12, debitul de agent se calculează cu relația:

$G'_{CAF}=G_r \cdot [(t_D-t_R)/(t_{CAF}-t_R)]$ [kg/h] (10.4.8)

în care:

- t_D și t_R sunt temperaturile agentului termic de ducere și întoarcere;
- t_{CAF} - temperatura agentului furnizat de CAF;
- G_r - debitul apei de rețea [kg/h].

Schema funcțională din figura 10.4.13 dă posibilitatea realizării parametrilor de temperatură ai agentului termic pe conducta de ducere, în principal, prin reglarea arderii combustibilului în cazane.

Se prevede o sursă auxiliară de abur de presiune joasă pentru degazarea apei de adaos (la 1,2 bar presiune absolută) și o pompă de recirculare, care au ca efect ridicarea temperaturii apei din rețea, din conducta de întoarcere, înaintea cazanelor de apă fierbinte, când consumatorii returnează agentul la temperaturi situate, ca valoare, sub cea impusă de producătorul acestui echipament (de exemplu 60 °C, la cazanele cu debite unitare mari).

Reglarea temperaturii pe conducta de ducere se realizează prin modificarea numărului de arzătoare în funcțiune (a debitului de combustibil); în cazul în care această temperatură depășește valoarea prescrisă, se corectează amestecând apa ce iese din CAF cu o cantitate de apă, preluată din conducta de întoarcere, controlată cu ajutorul unui regulator de temperatură RT.

Instalația de adaos trebuie să asigure introducerea unei cantități de agent, ca urmare a pierderilor de apă ce apar prin neetanșeități și a variațiilor de volum generate de diferențele între căderea de temperatură din instalațiile consumatoare și sporul de temperatură introdus de cazane. Se cere ca instalația de adaos să răspundă cerinței ca presiunea agentului în zona de injecție (aspirația pompelor de circulație) să se mențină constantă, respectiv, la valoarea impusă de regimul hidraulic (pus în evidență cu ajutorul graficului piezometric al întregului sistem). Această cerință se asigură prin efectul funcționării regulatorului de presiune Rp.

În ciclul teoretic al centralelor termice de apă fierbinte, în diagrama T-s

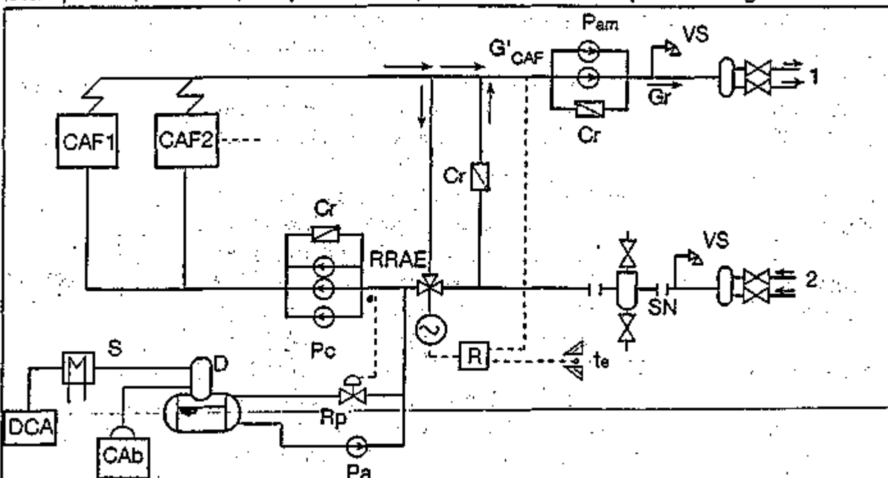


Fig. 10.4.11. Schema termică de pricipiu a unei centrale termice de apă fierbinte cu capacitate instalată redusă:

CAF - cazan de apă fierbinte; Pc - pompe de circulație; Pam - pompe de amestec; Pa - pompe de adaos; Rp - regulator de presiune; Cr - clapetă de reținere; D - degazor; SN - separator nămol; S - schimbător de căldură; VS - ventil siguranță; DCA - dedurizare chimică a apei; CAb - cazan de abur de presiune joasă; 1 - spre rețeaua de apă fierbinte; 2 - de la rețeaua de apă fierbinte.

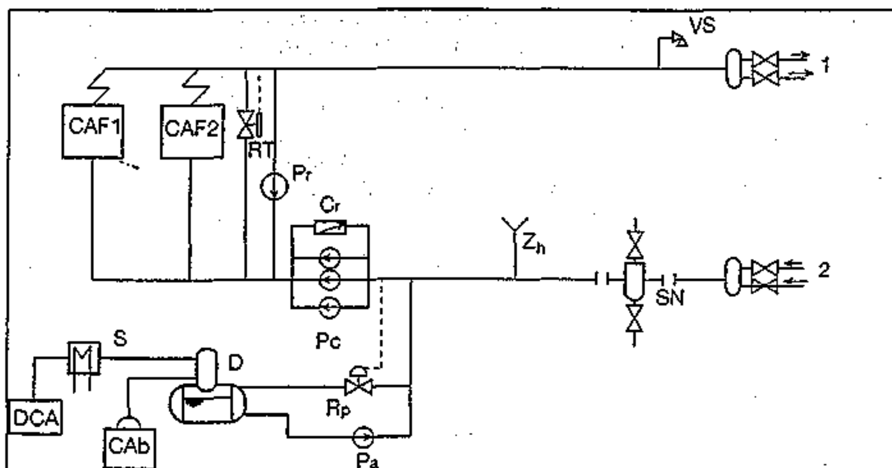


Fig. 10.4.13. Schema termică de principiu a unei centrale termice de apă fierbinte cu capacitate instalată mare:

CAF - cazan apă fierbinte; CAb - cazan abur joasă presiune; Pc - pompe de circulație; Pa - pompe de adaos; Rp - regulator de presiune; Pr - pompă de recirculație; RT - regulator de temperatură; Zh - zăvor hidraulic; Cr - clapetă de reținere; DCA - dedurizare chimică a apei; VS - ventil de siguranță; SN - separator de nămol; S - schimbător de căldură; D - doma cazan; 1 - spre rețeaua de apă fierbinte; 2 - de la rețeaua de apă fierbinte.

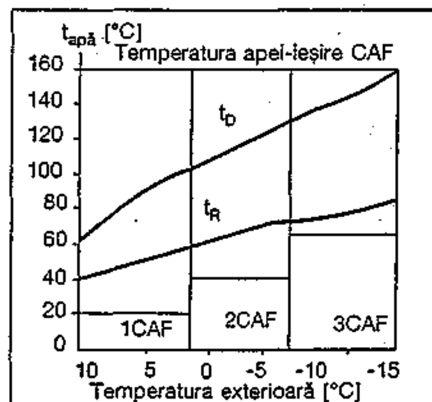


Fig.10.4.12. Graficul de reglare și variația debitului de agent vehiculat în centrale termice mici, de apă fierbinte.

(fig. 10.4.14), s-a considerat o evoluție de la 70...150 °C a temperaturii apei în cazan pe izobara de 4,85 bar (presiunea absolută corespunzătoare fierberii apei la temperatura de 150 °C), agentul preluând cantitatea de căldură aferentă suprafeței 1-2-3-4 și redând-o, teoretic integral, consumatorilor. Randamentul teoretic este egal cu 100%. Pentru a evita producerea vaporizării apei în zonele cu schimb intens de căldură se impune asigurarea unei presiuni la ieșirea din cazan, corespunzătoare temperaturii, în condiții de saturație, obținută din temperatura de regim cu un ecart de 20...30 K.

Randamentul real scade la 80...90% din cauza pierderilor de căldură prin gazele de ardere, manta, conducte, armături, cenușă etc.

10.4.8.2 Centrale termice de abur de presiune medie

În incintele sau platformele industriale unde nu se justifică introducerea unor centrale electrice de termoficare se prevăd centrale termice echipate cu cazane de abur, funcționând la parametrii medii (în domeniul 6...20 bar); aburul este livrat în stare de saturație sau, la unele tipuri de cazane, în stare de supraîncălzire (cu cel mult 20...30 °C peste temperatura de saturație corespunzătoare presiunii). Când se impune transportarea aburului la distanțe mai mari de 0,8...1,0 km, se aleg cazane cu supraîncălzire.

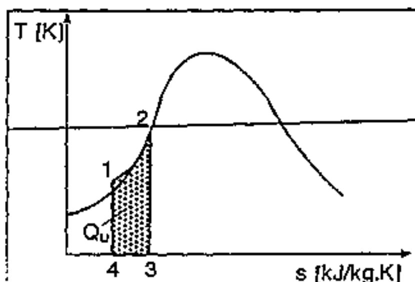


Fig. 10.4.14. Reprezentarea în diagramă T-s a ciclului termodinamic în cazul centralelor termice de apă fierbinte.

De obicei, aburul livrat din astfel de centrale este utilizat pentru acoperirea nevoilor de căldură în procese tehnologice și, mai rar, în procese de ventilare, încălzire și preparare a apei calde de consum. În mod curent, aceste ultime procese utilizează, ca agent termic, apa fierbinte, ca urmare a avantajelor pe care le prezintă în comparație cu aburul. De aceea, centralele termice de abur (fig. 10.4.15) pot fi prevăzute și cu o instalație de preparare a apei fierbinți, unde se folosește condensatul recuperat din procesele tehnologice ce folosesc aburul ca agent termic primar; pentru obținerea temperaturii finale condiționate de sistem, pe conducta de ducere, se prevede o a doua treaptă în instalația de preparare a apei fierbinți, alimentată cu abur (în schimbătorul de vârf), având parametrii corectați într-o instalație de reducere-răcire.

Întrucât condensatul recuperat și pompat de la consumatori nu are temperatura mai mare de 90...95 °C, apa de rețea nu poate fi încălzită în schimbătorul de bază la mai mult de 80...85 °C; de aceea, la dimensionarea sistemelor ce utilizează apa fierbinte la temperatura nominală de 150 °C, este necesar ca aburul livrat schimbătorului de vârf de IRR să aibă presiunea absolută de 5,5...6 bar în stare de saturație.

În ciclul teoretic din diagrama T-s a procesului de obținere a aburului în centrala termică (fig. 10.4.16) se consideră, teoretic, o evoluție inversă a agentului termic dintr-o instalație consumatoare de căldură, respectiv, aburul cedează aici căldură de supraîncălzire, apoi condensează, cedând căldură latentă după care, condensatul se subrăcește. Rezultă deci, un randament teoretic de 100 %, întreaga arie 1-2-3-4-5-6-1 reprezentând energie utilă. Randamentul real al centralelor termice este de 70...90 % în funcție de: felul combustibilului, tipul constructiv al cazanelor, gradul de echipare cu elemente de reglare, calitatea execuției și exploatării etc. Dacă se ține seama și de randamentul rețelelor și al instalațiilor consumatoare de căldură, randamentul pe ansamblul sistemului poate atinge valori de 50...80 %.

În anumite situații, determinate de mărimea și structura sarcinilor termice ce trebuie acoperite, se justifică realizarea unor centrale termice echipate atât cu cazane de abur, cât și cu cazane de apă fierbinte. O parte din echipamentul de bază și din cel auxiliar se poate amplasa în aer liber. În rezolvările practice, efective, privind amplasarea echipamentului și construcția centralelor termice, se impune respectarea condițiilor înscrise în prescripțiile tehnice ale echipamentului, normelor de tehnică a securității muncii și normelor de prevenire a incendiilor (C 300; P118; Norme generale PSI/1994; NRPM).

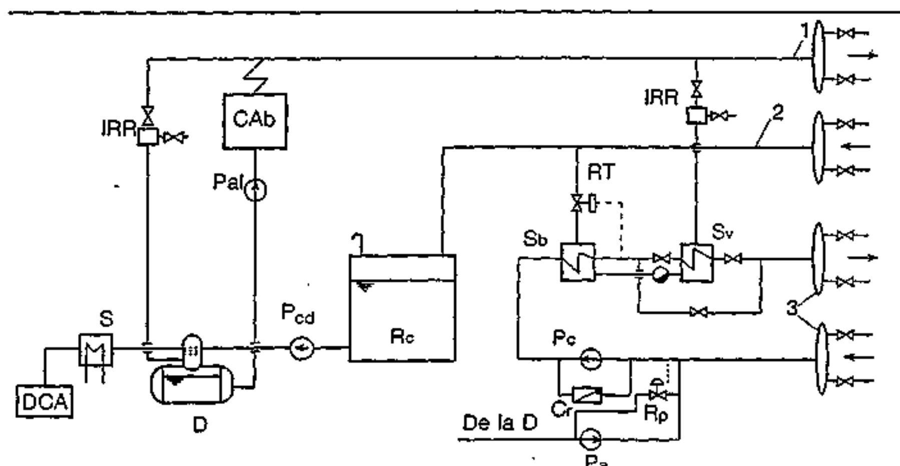


Fig. 10.4.15. Schema termică de principiu a unei centrale termice de abur de presiune medie:
CAb - cazan abur de presiune medie; Rc - rezervor de condensat; D - degazor; Pal - pompă de alimentare; Pcd - pompe de condensat; Pa - pompă de adaos; Pc - pompă de circulație; Rp - regulator de presiune; Sb - schimbător de bază; Sv - schimbător de vârf; RT - regulator de temperatură; IRR - instalația de reducere - răcire; Cr - clapetă de reținere; DCA - dedurizarea chimică a apei; 1 - abur; 2 - condensat; 3 - apă fierbinte.

10.4.9. Sarcina termică a centralelor de termoficare urbană

Consumul de căldură pentru nevoile urbane se împarte în următoarele categorii:

- pentru încălzire Q_i
- pentru alimentarea cu apă caldă de consum - Q_{ac}
- pentru ventilare - Q_v

Consumul de căldură pentru încălzire

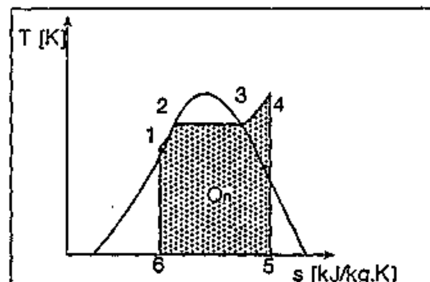


Fig. 10.4.16. Reprezentarea în diagramă T-s a ciclului termodinamic în cazul centralelor termice de abur:
1-2 încălzirea apei în cazan;
2-3 vaporizare;
3-4 supraîncălzirea aburului.

depinde de temperatura exterioară a aerului, de viteza vântului şi de aporturi (cap. 3).

$$Q^{an}_{CET} = Q^{an}_{T} + Q^{an}_{V} + Q^{an}_{ac} \qquad (10.4.9)$$

Sezonul de încălzire are o durată dependentă de climă; limitele sezonului rece sunt marcate de valoarea temperaturii exterioare medii zilnice (de ex. pentru România, 10 °C).

Curba clasată a consumului de căldură este reprezentată în figura 10.4.17.

Turbinele centralei de termoficare, care acoperă o asemenea curbă de sarcină, nu se dimensionează pentru valoarea vârfului maxim al consumului de căldură. O asemenea situaţie ar fi neeconomică, în tot restul anului, instalaţiile funcţionând neîncărcate. Capacitatea de livrare a căldurii se dimensionează pentru a acoperi cantitatea de căldură Q^h_{CET}, mai mică decât cantitatea orară maximă. Diferenţa se preia prin instalaţii de vârf, care în ora de consum livrează debitul de căldură $Q^h_{vârf}$. Se defineşte coeficient orar de termoficare raportul:

$$\alpha_h = Q^h_{CET} / (Q^h_{CET} + Q^h_{vârf}) \qquad (10.4.10)$$

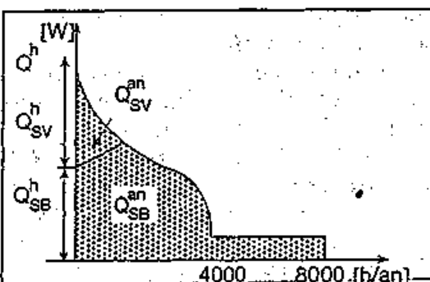


Fig. 10.4.17. Curba clasată a consumului de căldură:
Q^{an}_{CET} - necesarul anual de căldură produs în centrală; Q^{an}_{SV} - necesarul anual de căldură produs în schimbătorul de vârf (sau CAF); Q^{an}_{SB} - necesarul anual de căldură produs în schimbătorul de bază (în ciclu combinat); Q^h_{SV} - necesarul maxim orar de căldură produs în schimbătorul de vârf (CAF); Q^h_{SB} - necesarul orar de căldură produs în schimbătorul de bază (în ciclu combinat).

Q^{an}_{CET} - cantitatea de căldură livrată anual din prizele turbinelor, raportată la cantitatea totală de căldură reprezintă coeficientul anual de termoficare:

$$\alpha_{an} = Q^{an}_{CET} / (Q^{an}_{CET} + Q^{an}_{vârf}) \qquad (10.4.11)$$

Mărimea coeficientului anual de termoficare este dependentă de mărimea coeficientului orar. Coeficientul orar de termoficare optim depinde de alura curbei de consum, de indicele de termoficare şi de preţul combustibilului şi are valoarea optimă α_h = *0,4...0,5*, ceea ce corespunde unui coeficient anual 0,85...0,88 (pentru condiţiile din România).

În mod obişnuit, valoarea temperaturii maxime de ducere, care are loc la temperatura exterioară de calcul, este de 130...150 °C cu temperatura corespunzătoare de calcul la întoarcere de 70...80 °C.

În timpul verii, temperatura apei în reţea este dictată de nevoia de a încălzi apa caldă de consum şi are valori constante de circa 70/35 °C. Încălzirea apei din reţea, cu abur de la priză, se face în schimbătorul de căldură de bază.

Nivelul de presiune de la priza turbinei defineşte nivelul maxim de temperatură a apei încălzite în schimbătorul de bază.

Pentru presiunea de 2 bar, căreia îi corespunde temperatura de saturaţie $t_s \equiv 120$ °C, temperatura maximă a apei încălzite în schimbătorul de bază este de circa 115 °C.

Pentru preluarea cantităţii de căldură suplimentare necesară în perioada vârfului de încălzire, sunt posibile următoarele soluţii (fig. 10.4.18)

- alimentarea cu abur dintr-o a doua priză de presiune ridicată a turbinei cu ajutorul unui schimbător de căldură de vârf (fig. 10.4.18 a)
- alimentarea cu abur din rezerva de abur a cazanelor energetice prin instalaţie de reducţie-răcire şi un schimbător de căldură de vârf (fig. 10.4.18 a);
- cazane de apă fierbinte (CAF) pentru vârf, instalate în serie cu schimbătoarele de căldură de bază ale turbinei (fig. 10.4.18 b).

Cazanele de vârf asigură, totodată, rezerva pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor la ieşirea din funcţiune a turbinelor. Soluţia cu cazane de vârf de apă fierbinte este cea mai economică şi se aplică, în prezent, în mod generalizat.

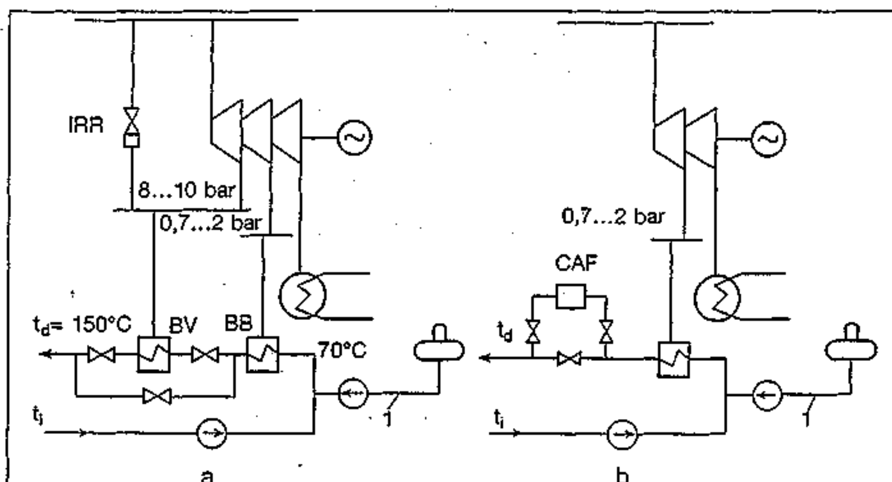


Fig. 10.4.18. Scheme pentru prelucrarea debitului de căldură la vârf:
a - cu abur preluat din priza de presiune ridicată şi prin reductor de presiune;
b - cu încălzire suplimentară a apei în cazane de vârf;
1 - apă de adaos; IRR - instalaţie de reducere - răcire.

10.4.10. Sarcina termică a centralelor de termoficare industrială

Curba clasată a consumului de căldură industrial este mai aplatizată decât cea urbană, după cum se poate vedea din figura 10.4.19.

Din această cauză coeficientul orar de termoficare optim este mai ridicat, α_h = *0,6...0,8*.

Consumatorii industriali folosesc, în principal, abur. Aburul necesar pentru vârf se asigură din rezerva cazanelor de presiune ridicată, prin instalaţii de reducere-răcire, sau din cazane de abur suplimentare, cu presiunea corespunzătoare consumatorului. Rezerva de abur este deosebit de importantă şi, de cele mai multe ori, impune să se instaleze cel puţin trei cazane, la o centrală de termoficare industrială.

Concentrarea mai multor consumatori pe o platformă industrială are consecinţe favorabile asupra dimensionării centralei de termoficare. Ea conduce, însă, la mai multe presiuni de abur la consumatori.

Folosind o parte din căldura aburului livrat, consumatorii industriali returnează numai o cotă de condensat, în general, redusă. Instalaţiile pentru tratarea apei de adaos devin ample şi complexe şi, în alternativă, se pune problema alimentării indirecte, cu folosirea transformatoarelor de abur. În acest caz, apa de calitate din circuitul cazanului este menţinută în centrală iar la consumator este trimis abur provenit din vaporizatoare, folosind o apă de calitate inferioară celei din circuitul cazanului şi produsă cu un cost de tratare redus.

În figura 10.4.20 a este prezentată o schemă de centrală de termoficare industrială cu livrare directă de abur la trei presiuni, folosind prizele turbinelor, contrapresiunea şi reductoare de presiune.

În figura 10.4.20 b este prezentată o schemă în care se comprimă abur de

la priză cu ajutorul unui compresor cu jet care folosește abur de presiune înaltă p_1 și joasă p_2 pentru a obține o presiune intermediară p_3.

Racordarea unui transformator de abur este arătată în figura 10.4.20 c. Din cauza condițiilor de schimb de căldură presiunea prizei este în acest caz mai mare decât în cazul livrării directe, reducând indicele de termoficare.

La centralele de termoficare care alimentează marile platforme industriale, consumatorii au un caracter mixt, cu o parte de căldură livrată pentru tehnologie și alta pentru încălzire.

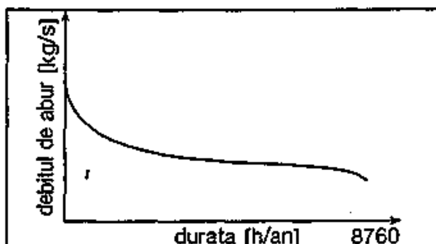


Fig. 10.4.19. Curba clasată de consum de căldură a unui consumator industrial.

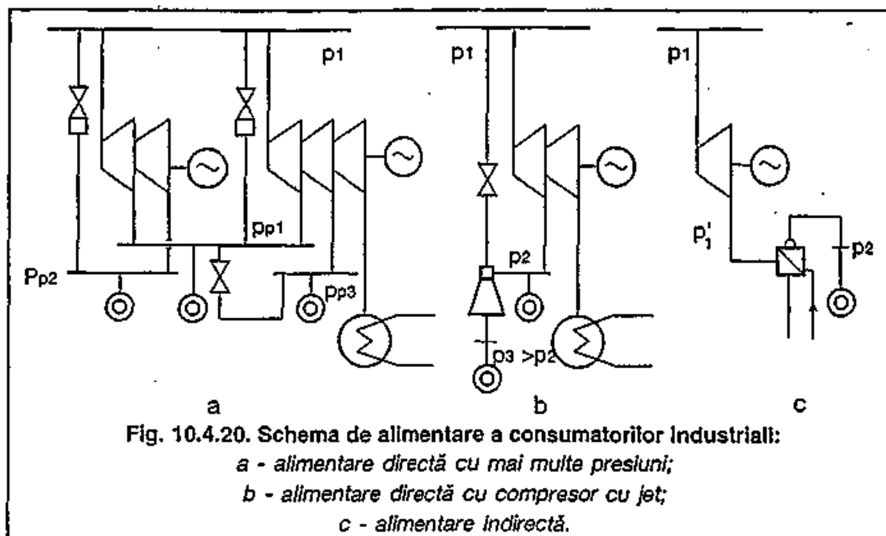


Fig. 10.4.20. Schema de alimentare a consumatorilor industriali:
a - alimentare directă cu mai multe presiuni;
b - alimentare directă cu compresor cu jet;
c - alimentare indirectă.



II. Alimentarea cu căldură

Capitolul 11
Rețele termice de transport și distribuție



11.1. Elemente privind construcția rețelelor termice

11.1.1. Criterii privind construcția rețelelor termice

Conductele de transport și distribuție a energiei termice sunt instalații complexe ce cuprind: țevi îmbinate prin sudură, flanșe sau elemente de legătură, izolație termică, armături de închidere și control, compensatoare de dilatare, dispozitive de aerisire și golire, reazeme fixe și mobile și alte elemente de construcții specifice.

Conductele termice pot fi pozate aerian sau subteran, modalitatea de amplasare depinzând de situația caracteristică din teren, independent sau corelat și cu traseele altor conducte (canalizare, apă potabilă etc.) În acest sens se au în vedere prevederile Normativului I 13 referitoare la distanțele maxim admise pe traseele paralele și la intersecții între conductele rețelelor termice și alte categorii de conducte, canale, cabluri etc.

Conductele termice au nevoie de prevederea unor cămine speciale de vizitare, în cazul amplasării în canale termice, sau de platforme de acces, pentru conductele amplasate aerian.

Pentru conductele termice se utilizează țevi din oțel (trase sau sudate) cu izolație termică din vată minerală, spumă de polyuretan pentru conductele preizolate). În acest domeniu se mai pot utiliza țevi flexibile (din polietilenă reticulată) cu izolație din polietilenă.

Conductele din oțel se montează pe reazeme fixe și mobile, iar pentru preluarea deformațiilor se prevăd elemente de compensare. Conductele preizolate și cele flexibile montate subteran se amplasează direct în sol, sprijinirea fiind uniform continuă, pe toată lungimea acestora. Pentru conductele preizolate amplasate aerian se mențin aceleași principii de montare (pe suporturi fixe și mobile), fiind necesară respectarea prescripțiilor tehnice recomandate de firmele producătoare.

11.1.2. Amplasarea subterană în canale

Este utilizată pe traseele din zonele urbane unde este necesară coordonarea traseului rețelelor termice cu traseul celorlalte rețele subterane. Amplasarea subterană se realizează în canale circulabile, semicirculabile și necirculabile.

11.1.2.1 Canale circulabile

Montarea conductelor în canale circulabile asigură accesul permanent și ușor al personalului de întreținere, în schimb, prezintă din punct de vedere economic investiții mari. Ele se justifică numai în cazul unui număr mai mare de conducte, cu trasee paralele, în incinta marilor întreprinderi industriale și la limita centralelor de termoficare. Pereții canalelor circulabile se execută din beton armat, din blocuri de beton sau din zidărie de cărămidă, soluția constructivă fiind dictată de condițiile locale și de considerente economice. Executarea întregului canal din elemente prefabricate este rațională în cazul în care lucrările presupun un volum mai mare.

Dacă traseul conductelor străbate ape freatice este necesară amenajarea unui pat de drenare sau de impermeabilizare a fundului și pereților canalului până la cota apelor freatice. Pentru ca apa provenind din infiltrații sau scăpări din rețea să se poată evacua, este necesar să se asigure în lungul canalelor o pantă de cel puțin 2 ‰. Înălțimea acestor canale subterane circulabile (fig. 11.1.1) este de minimum 1,8...2 m; spațiul de acces are o lățime de cel puțin 0,8...1 m. Este necesară asigurarea unui iluminat artificial la tensiuni nepericuloase de 24 (36 V), precum și de o ventilare naturală sau mecanică pentru ca temperatura din interiorul canalului să nu depășească 40 °C.

Reazemele în canale se execută din perne (blocuri) din beton simplu, din grinzi din oțel încastrate în console în pereți sau sprijinite pe stâlpi. Reazemele pot fi glisante sau rulante (§ 11.1.6 și 11.1.7).

În zone urbane sau industriale sistematizate se prevăd galerii edilitare în care se pot amplasa toate categoriile de conducte, cu excepția celor de gaz.

11.1.2.2 Canale semicirculabile.

Sunt utilizate în cazurile în care săpăturile pentru repararea conductelor sunt, din anumite motive, excluse sau de evitat (este cazul subtraversării străzilor, căilor ferate etc.). Ele se execută cu o înălțime de 1,2...1,6 m cu un spațiu liber în lărgime de 0,5... 0,6 m, din beton armat monolit sau din elemente prefabricate (fig. 11.1.2).

Conductele se montează pe suporturi prinse pe radier sau pe pereții canalului.

11.1.2.3 Canale necirculabile

Se execută din cărămidă sau beton armat, cu secțiuni dreptunghiulare, ovale sau cilindrice (fig. 11.1.3).

În soluția curentă, se folosesc elemente prefabricate ceea ce asigură o execuție rapidă a lucrărilor.

Se urmărește, în general, ca montarea conductelor să se realizeze cât mai la suprafață (pentru micșorarea volumului săpăturilor), deasupra nivelului apelor freatice. În caz contrar este necesară executarea lucrărilor de drenare pentru apele infiltrate din pânza de apă freatică, ploi sau defecțiuni ale rețelei. Amplasarea canalelor necirculabile sub nivelul apelor freatice fără ca nivelul acestora să fie coborât prin drenare, este posibilă numai în situația când ele sunt executate cu izolație hidrofugă exterioară.

11.1.3. Amplasarea subterană fără canal

Realizarea sistemelor de rețele termice subterane, în special, cu conducte preizolate, necesită următoarele operațiuni:

- executarea elementelor componente

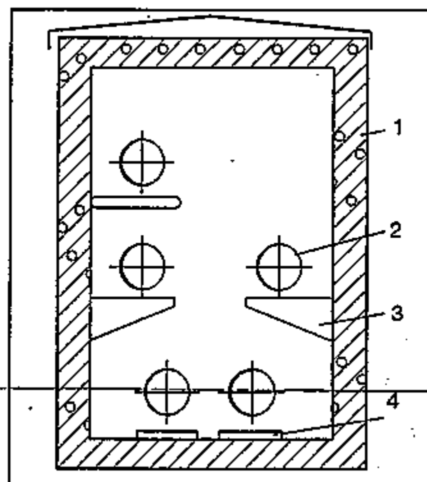


Fig. 11.1.1. Canal circulabil din beton armat monolit:
1 - peretele canalului; 2 - conductă; 3 - consolă; 4 - reazem.

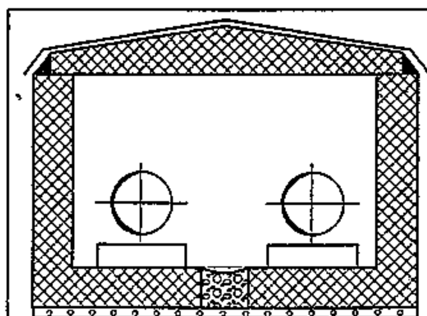


Fig. 11.1.2. Canal semicirculabil cu elemente prefabricate din beton armat în formă de L.

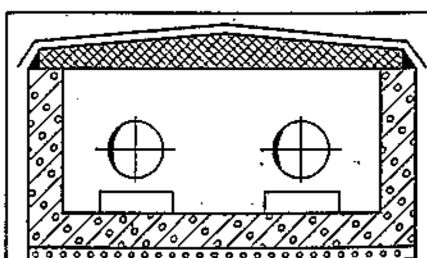


Fig. 11.1.3. Canal necirculabil din beton armat monolit, acoperit cu plăci prefabricate.

ale rețelei în cadrul firmelor producătoare specializate, inclusiv transportul și depozitarea acestora în condiții specifice;

- transportul și pozarea elementelor de conducte în șanțurile deschise prin săpătură conform traseelor prevăzute prin proiectare;

- sprijinirea conductelor pe suporturi provizorii (bucăți de lemn sau spumă rigidă de polyuretan etc.) amplasate la distanțe de 3...4 m, pe fundul șanțurilor;

- executarea îmbinărilor prin sudură între conducte, realizarea trecerilor prin pereți, executarea ramificațiilor, coturilor etc.;

- efectuarea probelor de presiune;

- executarea izolării conductelor în zonele de îmbinare între elementele componente (conducte rectilinii, coturi, ramificații etc);

- acoperirea conductelor cu nisip compactat (10...15 cm); se completează deasupra cu pamânt de umplutură, compactând straturile succesiv, până la nivelul solului.

Adâncimea de pozare a acestor conducte se situează în jurul valorilor de 0,6...1,5 m, în funcție de cotele terenului și de panta ce trebuie prevăzută în vederea efectuării golirii rețelei.

Lățimea șanțurilor depinde de numărul, diametrul conductelor și de spațiile libere dintre conducte (10...20 cm) - (fig. 11.1.4)

Modul de preluare a deformațiilor conductelor provenite din variațiile de temperatură este, în general, același ca și la conductele montate, în stil clasic (adică se utilizează compensatoare natural elastice, compensatoare curbate în formă de U etc.), amplasarea acestora realizându-se cu respectarea indicațiilor în ceea ce privește delimitarea brațelor compensatoarelor și a tehnologiei de execuție, recomandate de firmele producătoare (cap. 11.1.8).

11.1.4. Amplasarea aeriană

Amplasarea aeriană (supraterană) a conductelor termice se execută pe stâlpi din beton armat sau metalici. Construcțiile metalice sunt agreate la realizarea platformelor (estacadelor), la realizarea podurilor (podețelor), cumulând și alte funcțiuni (circulația pietonală, a vehiculelor etc.).

Înălțimea stâlpilor trebuie să asigure gabaritul de liberă trecere în zonele de supratraversare a drumurilor, a căilor ferate etc. Dacă nu există restricții din acest punct de vedere, conductele pot fi amplasate aproape de sol, pe construcții joase rezultate dintr-o fundație din beton simplu și un cuzinet din beton armat sau simplu deasupra acestei fundații (fig. 11.1.5).

În general, se preferă stâlpii prefabricați din beton armat, datorită durabilității lor în timp și a investiției mai reduse. Forma stâlpilor (fig. 11.1.6) este de „T" sau dublu „T", de cadru (cu una sau mai multe rigle, console etc.)

Izolația conductelor aeriene se protejează contra intemperiilor prin înfășurări cu materiale bitumate și prevederea unor mantale metalice din tablă zincată. Pentru deservirea conductelor amplasate aerian se prevăd, în anumite puncte, scări de acces și platforme permanente.

Aceleași principii de pozare aeriană se pot aplica și în cazul utilizării conductelor preizolate (cu spumă de polyuretan și manta metalică de protecție).

11.1.5. Țevi, elemente de legătură

Pentru sistemul de conducte termice se utilizează, de regulă, țevi din oțel trase (STAS 404 și STAS 6898 fabricate din oțel cu mărcile OLT 32, OLT 35 și OLT 45) și țevi sudate elicoidal (STAS 6898 fabricate din oțel cu mărcile OL 38, OL 42, OL 50, OL 52). Datele privind țevile STAS 404 sunt redate în anexa 6.1 ; țevile STAS 6898 (cu mărimi uzuale în domeniul rețelelor termice) sunt prezentate în tabelul 11.1.1 a.

Pe lângă conductele din oțel izolate cu vată minerală și protejate cu mantale, se pot utiliza conducte preizolate, cu izolație termică din spumă de polyuretan și mantale de protecție (din plastic sau metalice) - figura 11.1.7 a.

Avantajele sistemelor de rețele din conducte preizolate constă în faptul că nu necesită construcția canalelor termice de protecție, permit reducerea punctelor fixe și a compensatoarelor (§ 11.4.9) și au un coeficient mult redus de pierderi de căldură. Aceste conducte prezintă posibilitatea detectării eventualelor defecțiuni, având încorporat un sistem de conductoare de avertizare cu ajutorul căruia se poate găsi, cu precizie de 1 m, locul avariei. În acest scop, în elementele conductei preizolate sunt introduse, încă din faza de fabricație, conductoare de semnalizare (de regulă, din cupru cositorit) care se leagă la locul de execuție conform cerințelor de măsurare propuse de firmele furnizoare. Sistemul de control urmărește și sesizează defecțiunile interioare și exterioare ale conductei și funcționează după principiul reducerii rezistenței electrice a spumei PUR odată cu apariția umidității în acest strat. Sub o anumită valoare limită, sistemul de urmărire dă semnalul de alarmă vizuală sau sonoră. Astfel de sisteme de supraveghere sunt: BRANDES, ST 2000 (pentru control continuu) etc.

Firme producătoare ce livrează astfel de conducte sunt: STIZO, ISOTEROM, ISOPLUS, ABB etc.

În domeniul rețelelor termice (pe circuitele secundare cu parametrii de temperatură de până la 95 °C) se pot utiliza și conducte flexibile la care conducta centrală este din material plastic (polietilena de înaltă densitate) cu manta din polietilenă (fig. 11.1.7 b). Aceste

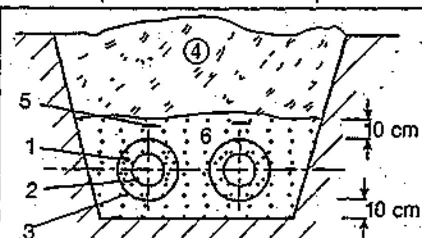


Fig. 11.1.4. Secțiune transversală pentru o rețea de conducte preizolate:
1 - spumă PUR; 2 - conductă; 3 - manta; 4 - șanț; 5 - panglică de marcare; 6 - pat de nisip.

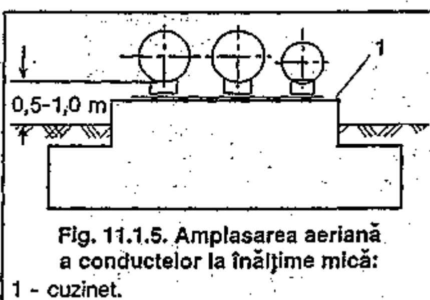


Fig. 11.1.5. Amplasarea aeriană a conductelor la înălțime mică:
1 - cuzinet.

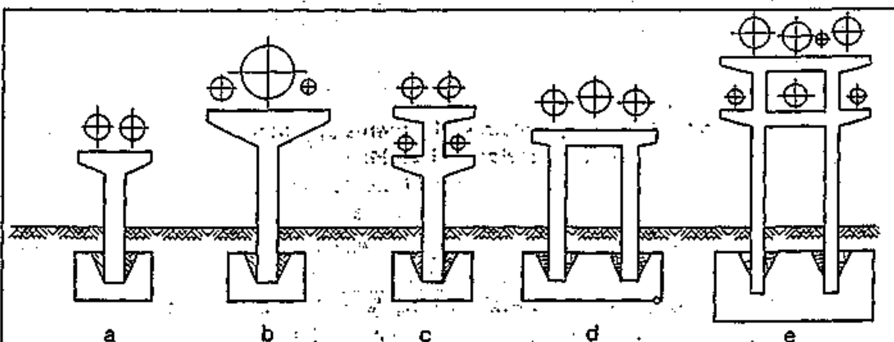


Fig. 11.1.6. Amplasarea aeriană a conductelor termice pe stâlpi prefabricați din beton armat:
a,b - stâlpi în formă de "T"; c - stâlp dublu "T"; d - stâlp portal; e - stâlp dublu portal.

conducte au următoarele avantaje: greutate redusă, rezistență mare la coroziune și izolare la difuziile de oxigen, posibilitatea montării direct în sol și fără elemente de compensare. Firme producătoare de astfel de conducte sunt: WIRSBO-PEX, GIACOFLEX, ECOFLEX etc.

În tabelele 11.1.1b și 11.1.1c sunt redate, informativ, câteva date caracteristice conductelor preizolate și conductelor flexibile.

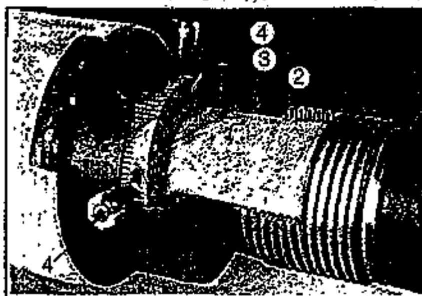
Modul de îmbinare a conductelor din oțel este, în general, prin sudură.

Îmbinările consolidate cu manșoane se recomandă pentru situațiile în care trebuie asigurată o calitate și o siguranță deosebită (amplasare sub căile ferate, străzi cu trafic important etc.).

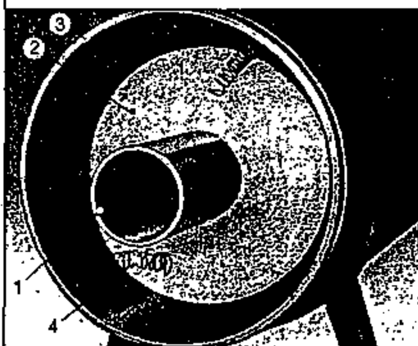
Îmbinările cu flanșe se utilizează la racordarea țevilor cu armăturile turnate. Flanșele folosite sunt, de obicei, netede, fără gulere, forjate, putând fi îmbinate cu țevile prin sudură, direct pe țeava bordurată sau cu ajutorul unui inel sudat.

Părțile curbate ale conductelor se execută din țevi trase, cu raza de curbură de cel puțin 1,5 DN. Forma coturilor poate fi netedă sau cu pliuri (cute). La diametre mari (în domeniul țevilor sudate) coturile se realizează în construcție rigidă, din segmente îmbinate prin sudare.

În domeniile de temperatură caracte-

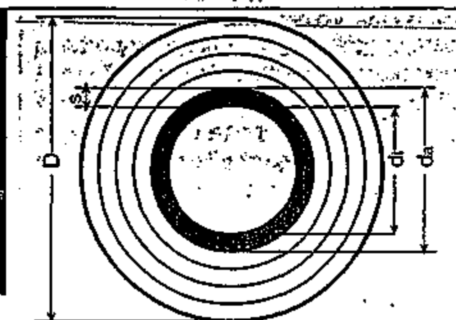


a1



a2

Fig. 11.1.7a.
a1 - vedere conductă preizolată; a2 - secțiune transversală la conducte preizolate;
1 - conductă; 2 - spumă PUR;
3 - manta de protecție; 4 - conductori de semnalizare.



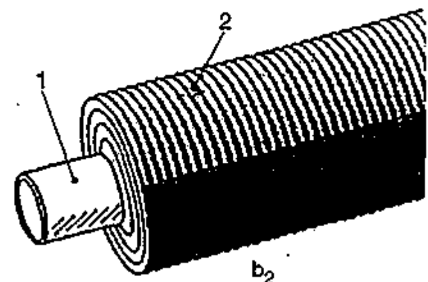
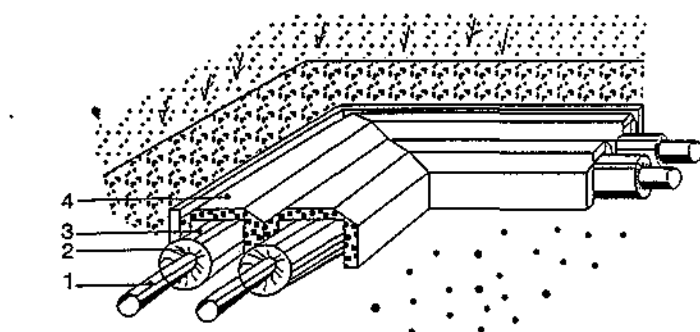
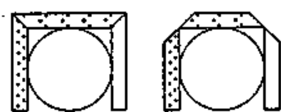
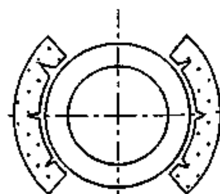


Fig. 11.1.7b. Conductă flexibilă din plastic:
D - diametrul exterior al mantalei: di, da - diametrele interior/exterior ale țevii centrale; s - grosimea peretelui țevii centrale; 1 - țeavă din polietilenă de înaltă densitate; 2 - strat protector din polietilenă.

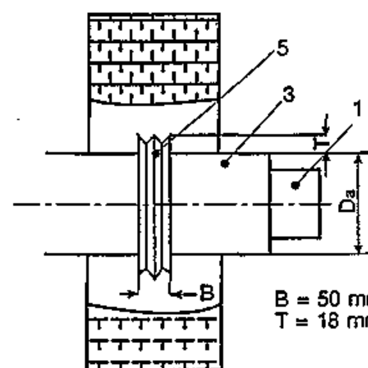




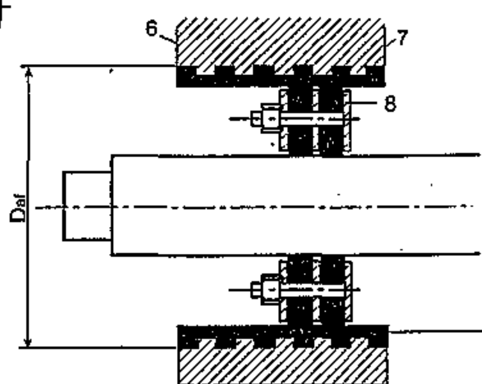
a



b



c



d

Fig. 11.1.8. Perne de dilatare și trecerea prin pereți a conductelor preizolate:
a - perne de dilatare din spumă PUR, tip „placă";
b - perne de dilatare laterale;
c - trecere prin pereți cu inel de etanșare;
d - etanșare specială;
1 - conductă; 2 - spumă PUR; 3 - manta; 4 - pernă de dilatare; 5 - inel de etanșare; 6 - fața interioară a peretelui; 7 - fața exterioară a peretelui ; 8 - material de etanșare.

ristice rețelelor termice ce transportă apă caldă, apă fierbinte sau abur se indică gama de conducte preizolate la care țeava centrală să fie din oțel iar mantaua exterioară din aluminiu (pentru pozarea aeriană) sau din plastic (polietilenă, polipropilenă) pentru pozarea subterană.

Îmbinarea conductelor preizolate se realizează prin sudare, inclusiv a coturilor și ramificațiilor, și prin brazare pentru cazul țevilor din oțel zincat.

În zona coturilor este necesară prevederea unor perne de dilatare realizate în câteva tipuri constructive (fig. 11.1.8 a și b), în funcție de diametrul conductelor.

Trecerea prin pereți se realizează utilizând elemente de protecție a conductelor și ținând seama de prescripțiile tehnice și tehnologiile de execuție a lucrărilor de montare pentru astfel de conducte preizolate (fig. 11.1.8 c și d).

În cazul conductelor flexibile se utilizează elemente de legătură speciale (racorduri, mufe, flanșe) - (fig. 11.1.9), cu ajutorul cărora etanșarea este realizată în interiorul țevii. La asamblarea fitingurilor se recomandă respectarea instrucțiunilor firmelor furnizoare: în cazul țevii Wirsbo - radiPEX se îndepărtează manșonul din polietilenă din zona de cuplare.

11.1.6. Reazeme mobile

Reazemele mobile sunt utilizate pentru transmiterea greutății conductelor termice asupra construcțiilor portante, ele asigurând în același timp libertatea deformațiilor determinate de variațiile de temperatură ale agentului termic. Se utilizează reazeme cu frecare de alunecare, cu frecare de rostogolire (reazeme cu role, rulouri) și reazeme suspendate.

Cele mai utilizate în practică sunt reazemele alunecătoare joase și înalte (pentru conductele de abur).

Reazemele cu role (rulante) se utilizează, de obicei, pe stâlpi și în canalele circulabile, în scopul reducerii eforturilor longitudinale suportate de construcții portante. În acest caz, coeficientul de frecare este mult redus (fig. 11.1.10).

Se indică următoarele valori pentru coeficientul de frecare:

- pentru reazeme mobile cu frecare de alunecare, coeficientul de frecare oțel pe oțel este de 0,3...0,6.
- pentru reazeme mobile cu frecare de rostogolire, se indică un coeficient de frecare de 0,03...0,1.

Când țevile sunt pozate în încăperi (subsoluri tehnice) pe stâlpi sau pe console, se utilizează și reazeme suspendate (fig. 11.1.11).

În cazul utilizării conductelor preizolate amplasate aerian, modul de sprijinire pe reazeme mobile (fig. 11.1.12) este similar cu cel menționat pentru conductele clasice, cu respectarea recomandărilor furnizate de producători.

11.1.7. Reazeme fixe

În scopul orientării deformațiilor conductelor spre compensatoare, se prevăd reazeme fixe (puncte sau suporturi fixe). Reazemele fixe solidarizează anumite puncte ale conductelor cu

Tabelul 11.1.1a. Dimensiuni și mase pentru conducte STAS 6898 (extras)

Diametrul exterior [mm]	Grosimea peretelui, [mm] 7,1	7,9	8,7	9,5	10,3	11,1	11,9
	Masa liniară, [kg/m]						
406,4	69,91	77,73	85,32	92,98	100,61	108,20	115,77
508	87,70	97,43	107,12	116,78	126,41	136,01	145,58
610	105,56	117,30	129,00	140,18	153,32	163,93	175,54
711	123,24	136,97	150,67	164,34	177,98	191,58	205,15
813	141,10	156,84	172,56	188,24	203,88	219,50	235,09
914	158,79	176,52	194,22	211,90	229,54	247,85	264,72
1016		196,30	216,11	235,79	255,45	275,07	294,06
1118			237,99	259,69	281,35	302,99	324,59
1219			259,66	285,35	307,01	330,63	354,23
1321			282,00	307,25	332,92	358,55	384,16
1422			303,70	330,91	358,57	386,20	413,80
1524			325,62	355,69	384,89	415,00	444,15
1626			347,54	378,70	410,38	442,04	473,66

Tabelul 11.1.1b. Dimensiuni și mase pentru conducte preizolate

Țeavă din oțel					Diam. ext. manta		Masa conductei preizolate [kg/m]		
Diam. nom.	Diam. exter. ϕd	Grosimea peretelui Zincată	Fără sudură	Sudat elicoid.	KPVC, PP, KPE Stand. ϕD	Cazuri speciale	Diam interior Spiro	Cu manta	
DN	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	KPVC PP, KPE	Spiro
1/2"	21,3	2,6			90		80	2,8	2,7
3/4"	26,9	2,6			90		80	3,2	3,1
1"	33,7	3,2			90		80	3,9	3,8
1 1/4"	42,4	3,2			110		100	5,6	4,8
1 1/2"	48,3	3,2			110		100	7,1	6,3
2"	60,3	3,6			110		100	8,5	7,2
2 1/2"	76,1	3,6			160		150	10,4	8,9
3"	88,9	4,0			160		150	12,4	10,9
4"	114,3	4,5			200		200	18,1	16,0
20	25,0		2,6		90		80	2,7	2,5
25	30,0		2,6		90		80	3,1	3,0
32	38,0		2,6		90		80	3,6	3,5
40	44,5		2,6		110		100	5,2	4,3
50	57,0		2,9		110	125	100	6,3	5,4
65	76,1		2,9		160	140	150	9,3	7,8
80	88,9		3,2		160	180	150	10,7	9,2
100	108,0		3,6		200		200	15,5	12,9
125	133,0		4,0		250	200	200	18,6	6,5
150	159,0		4,5		250		250	26,5	1,6
200	219,1		6,3		315		315	48,0	38,7
250	273,0		7,1		400		400	70,0	55,0
300	324,0			6,0	500	450	500	80,0	74,0
350	368,0			6,0	500		500	85,0	83,0
400	419,0			6,0	630		600	116,0	98,0
500	508,0			8,0			710		116,0

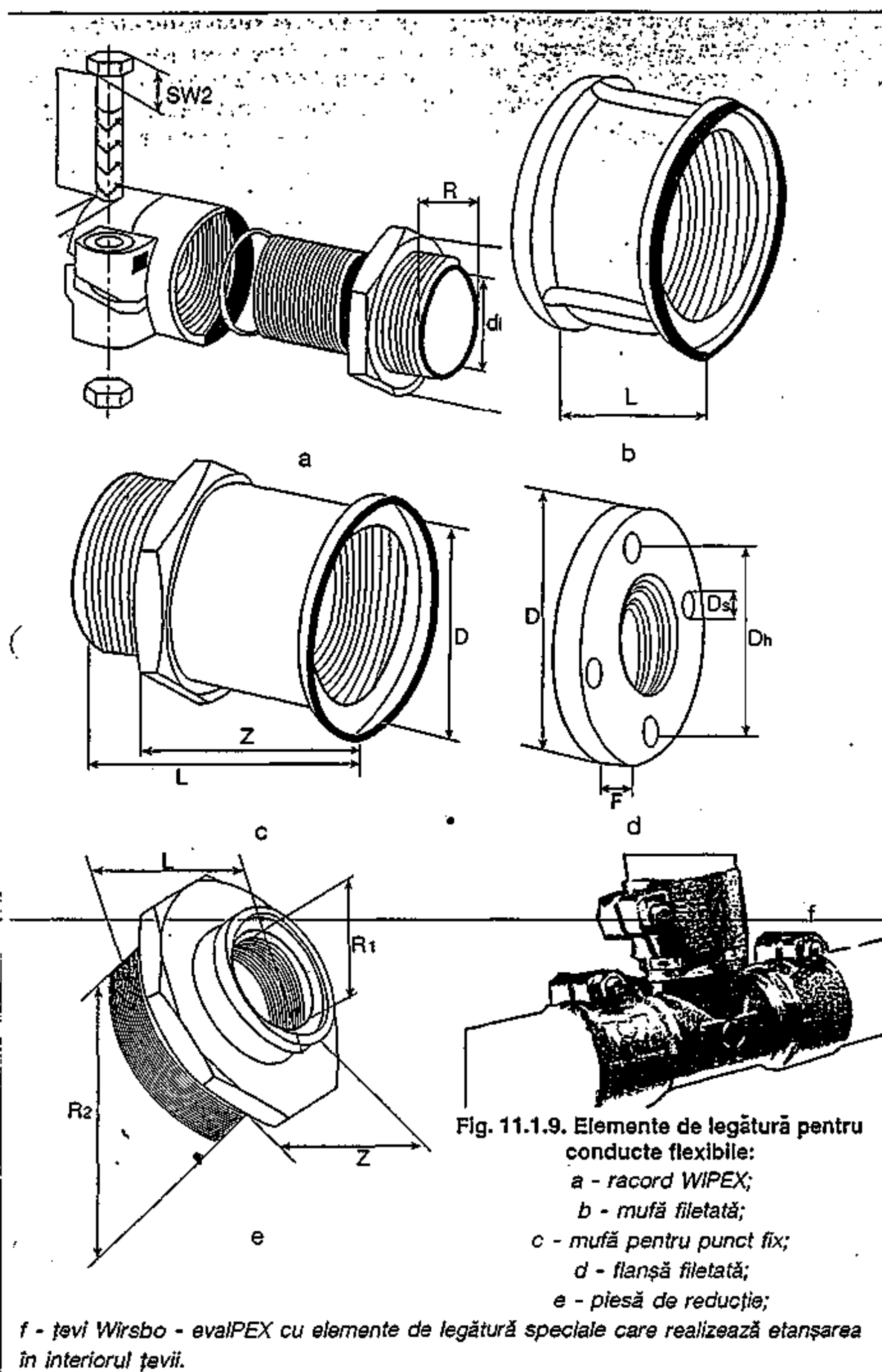


Fig. 11.1.9. Elemente de legătură pentru conducte flexibile:
a - racord WIPEX;
b - mufă filetată;
c - mufă pentru punct fix;
d - flanșă filetată;
e - piesă de reducție;
f - țevi Wirsbo - evalPEX cu elemente de legătură speciale care realizează etanșarea în interiorul țevii.

construcții portante.

- Între două reazeme fixe trebuie să existe, obligatoriu, un singur sistem de compensare. Punctele fixe au multiple rezolvări constructive, în funcție de locul unde acestea sunt prevăzute. Ele se execută sub forma unor scuturi din beton armat încastrate în teren sau în pereții canalelor. Conductele sunt legate rigid cu scutul din beton armat prin intermediul unor plăci opritoare din oțel, sudate.

În cazul amplasării conductelor în canale circulabile sau pozate aerian, reazemele fixe au forma unor construcții metalice solidarizate cu conductele respective prin sudură sau cu șuruburi (fig. 11.1.13).

În diverse cataloage sau „proiecte tip" (IPCT, ISPE etc.) sunt prezentate tipurile de reazeme mobile și fixe cu domeniile de aplicare în sistemele de rețele termice.

Forțele care acționează asupra reazemelor fixe sunt generate de: greutatea conductelor, frecarea pe reazemele mobile, reacțiunile elastice din compensatoarele de dilatare și forțele datorate presiunii interne (§ 11.4.7).

În cazul conductelor preizolate utilizarea punctelor fixe este recomandabilă în următoarele situații:

- pentru dirijarea direcției deformațiilor (de exemplu: în fața curbelor cu unghiuri mici, în cazul configurațiilor „L" și „Z" etc.)
- condiții deosebite de teren (de exemplu: teren cu pantă mare).

Mărimea blocului din beton (fig. 11.1.14) depinde de: condițiile impuse de traseu, forțele transmise de conducte, diametrul țevii, numărul țevilor și distanța dintre conducte.

11.1.8. Compensatoare de dilatare

Sunt utilizate pentru preluarea dilatării

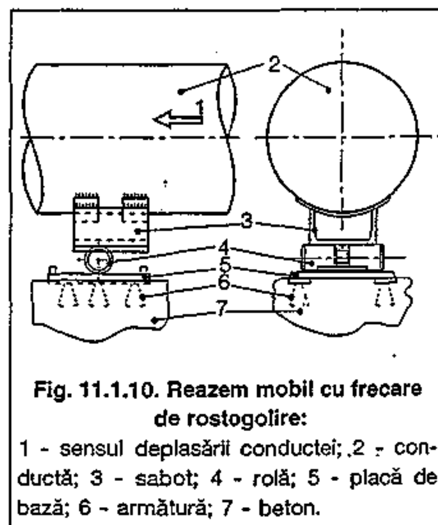


Fig. 11.1.10. Reazem mobil cu frecare de rostogolire:
1 - sensul deplasării conductei; 2 - conductă; 3 - sabot; 4 - rolă; 5 - placă de bază; 6 - armătură; 7 - beton.

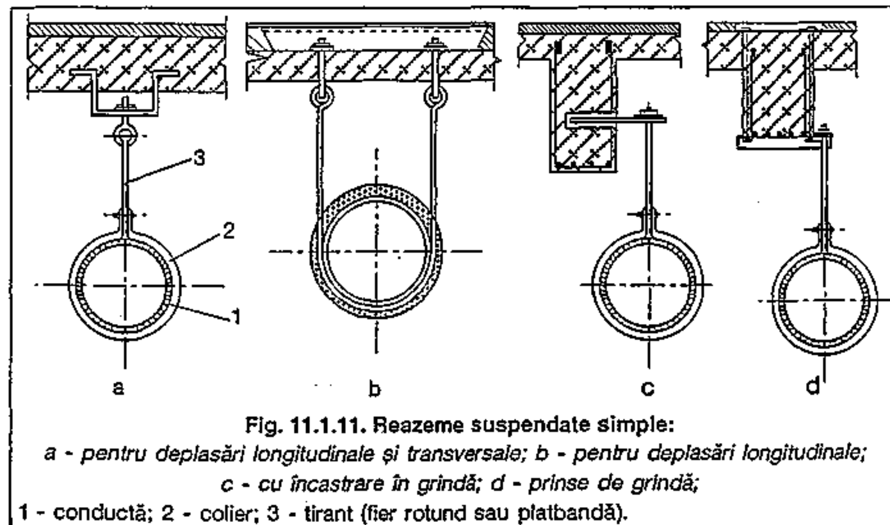


Fig. 11.1.11. Reazeme suspendate simple:
a - pentru deplasări longitudinale și transversale; b - pentru deplasări longitudinale; c - cu încastrare în grindă; d - prinse de grindă;
1 - conductă; 2 - colier; 3 - tirant (fier rotund sau platbandă).

conductelor datorate variațiilor de temperatură ale agentului termic. În general, în construcția rețelelor termice se utilizează îndeosebi compensatoare: curbate în formă de „U", cu presgarnitură, natural elastice și lenticulare.

11.1.8.1 Compensatoare curbate în formă de „U"

Se prevăd, de regulă, pe tronsoanele rectilinii ale conductelor. Ele pot avea brațe egale dar pot fi și inegale, dacă situația din teren o impune, cu recomandarea de a le amplasa în segmentul de mijloc, rezultat prin împărțirea în trei segmente a tronsonului respectiv (fig. 11.1.15).

Aceste compensatoare prezintă avantajul că sunt sigure în funcționare și dau o încărcare relativ mică asupra reazemelor fixe. Dezavantajul constă în faptul că ocupă spațiu mai mare, limitând astfel utilizarea lor în spații carosabile.

Din categoria compensatoarelor curbate mai fac parte și compensatoarele sub formă de liră, ele putând fi confecționate din țeavă trasă, cu coturi (curbe) netede sau cutate.

11.1.8.2 Compensatoare cu presgarnitură

Se utilizează pentru preluarea deformațiilor tronsoanelor rectilinii de conducte, în situațiile în care nu se dispune de suficient spațiu pentru amplasarea compensatoarelor curbate în formă de „U". Etanșarea necesară pentru aceste compensatoare se realizează cu ajutorul unei garnituri (din azbest grafitat cu inserție metalică etc.). Compensatoarele (fig. 11.1.16) au dimensiuni mici și rezistență hidraulică mică. Ca dezavantaj se poate menționa faptul că necesită întrețineri periodice pentru a se asigura o etanșare corespunzătoare și creează posibilitatea încărcării reazemelor fixe cu forțe de presiune interioară.

11.1.8.3 Compensatoare natural elastice

Sunt realizate prin schimbările de direcție pe care le au traseele conductelor termice. Ele sunt delimitate de reazemele fixe prevăzute de o parte și de alta a schimbărilor de direcție, la distanțe convenabil alese față de vârful de unghi. Astfel, se pot delimita compensatoare în formă de „L" sau „Z", capabile să se deformeze în domeniul elastic sub influența variațiilor de temperatură a agentului termic (fig. 11.1.17).

Modul de delimitare a acestor configurații este dat de respectarea următoarelor recomandări:

- raportul laturilor: L2/L1=1...5
- α = 90...135°
- pentru α = 90°; $L2_{max}$ = 70...80 m pentru α > 90°; $L2_{max}$ = 35...40 m

Tabelul 11.1.1c. Dimensiuni și mase pentru conducte din PEX (polietilenă recirculată)

ECOFLEX® AQUA SINGLE

Domeniu de temperatură și presiune (+ 95 °C/10 bar = 10^6 Pa)

Număr articol	Conductă centrala da/di/s [mm]	DN [mm]	Înveliș de protecție da [mm]	Masă [kg/m]	Volum [l/m]	Lungimea de livrare [m**]	Raza de curbura [m]	Grosimea izolatoare [mm]
525020	25/18,0/3,5	20	128	1,20	0,25	200	0,35	44,5
525021	32/23,2/4,4	25	128	1,30	0,42	150	0,40	41,0
525022	40/29,0/5,5	32	160	2,23	0,66	100	0,45	52,5
525023	50/36,2/6,9	40	160	2,53	1,03	100	0,55	47,5
525024	63/45,6/8,7	50	160	3,03	1,63	100	0,65	41,0

Dimensiunile standard ale țevii Wirsbo-evalPEX

De x grosime perete [mm*]	Di [mm]	Masă [kg/100 m]	Volum [l/100 m]	Lungimi standard [m]
12 x 2,0**	8,00	6,00	4,80	120
14 x 2,0	10,00	7,20	7,60	100
15 x 2,5**	10,00	9,30	7,60	100
16 x 2,0	12,00	8,80	11,00	100
18 x 2,0	14,00	10,20	15,40	100
18 x 2,5	13,00	11,60	13,00	100
20 x 2,0	16,00	11,70	19,70	120
22 x 3,0**	16,00	18,20	19,60	100
25 x 2,3	20,40	18,20	30,60	100
28 x 4,0	20,00	28,80	30,90	100
32 x 2,9	26,20	27,40	49,70	6,100
40 x 3,7	32,60	42,90	84,50	6,50
50 x 4,6	40,80	65,80	131,70	6,50
63 x 5,8	51,40	103,80	208,30	6,50
75 x 6,8	61,20	146,80	295,60	6,50
90 x 8,2	73,60	210,00	424,90	6,50
110 x 10,0	90,00	311,30	629,10	6,50

Wirsbo-evalPEX P I P			Wirsbo-radiPEX		
Dimensiunile țevii [mm]	Țeava de protecție D.e./D/i. [mm]	Lungimea de livrare [m]	Dimensiunile țevii [mm]	Țeava de protecție D.e./D.i. [mm]	Lungimea de livrare [m]
14 x 2,0	25/20	50	12 x 2,0	15	100
16 x 2,0	25/20	50	14 x 2,0	17	100
-	-	-	16 x 2,0	19	100

*) N.B. Conform standardelor obligatorii, dimensiunile date se referă la țeava centrală.

**) Dimensiuni valabile pentru 1,0 MPa (10 bar)

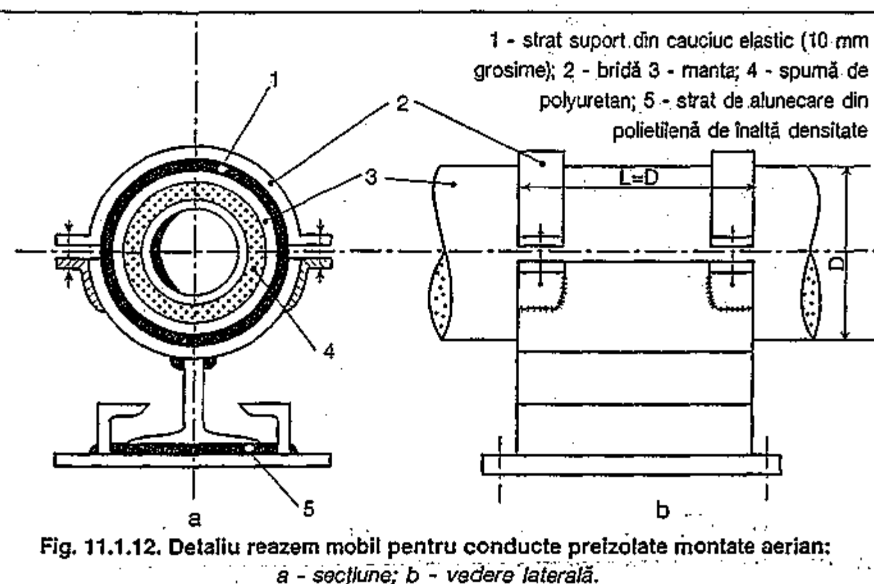


Fig. 11.1.12. Detaliu reazem mobil pentru conducte preizolate montate aerian: *a - secțiune; b - vedere laterală.*

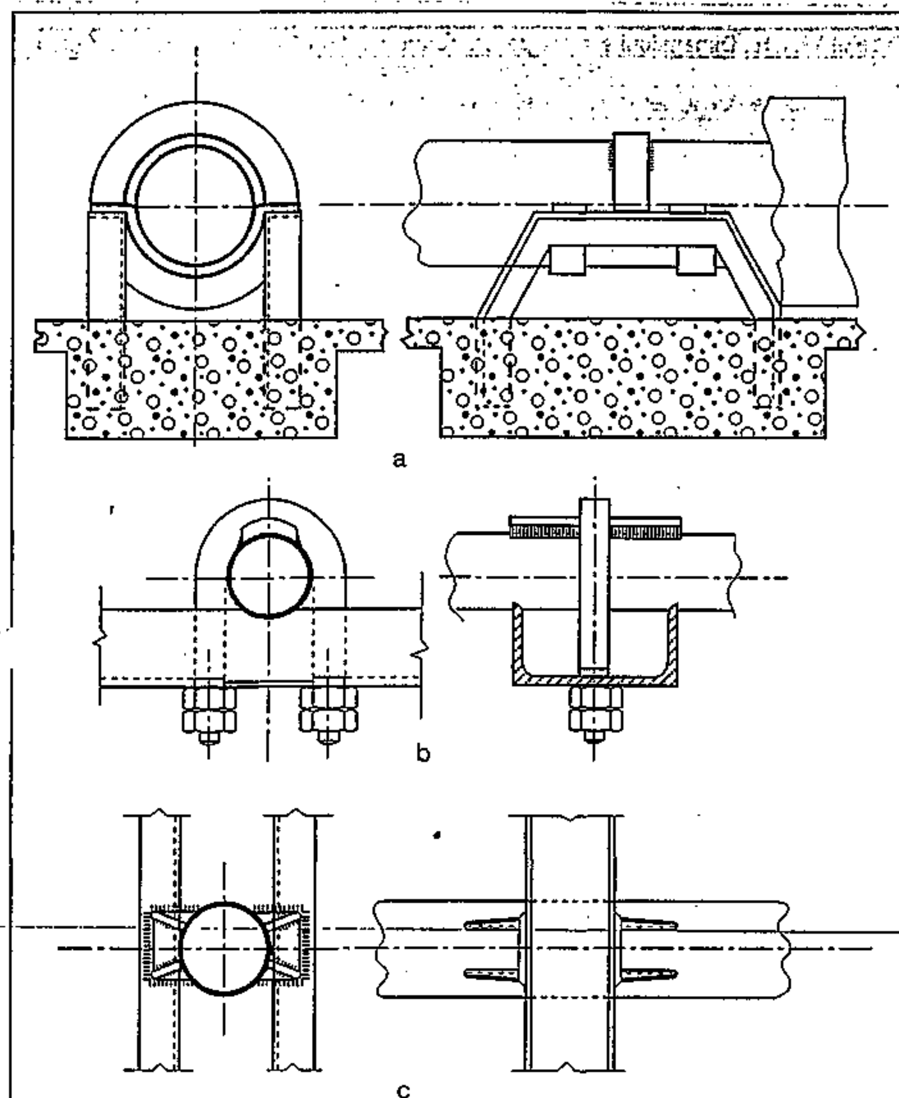


Fig. 11.1.13. Tipuri de reazeme fixe:
a - pe fundație; b - pe grindă; c - pe suporturi verticale.

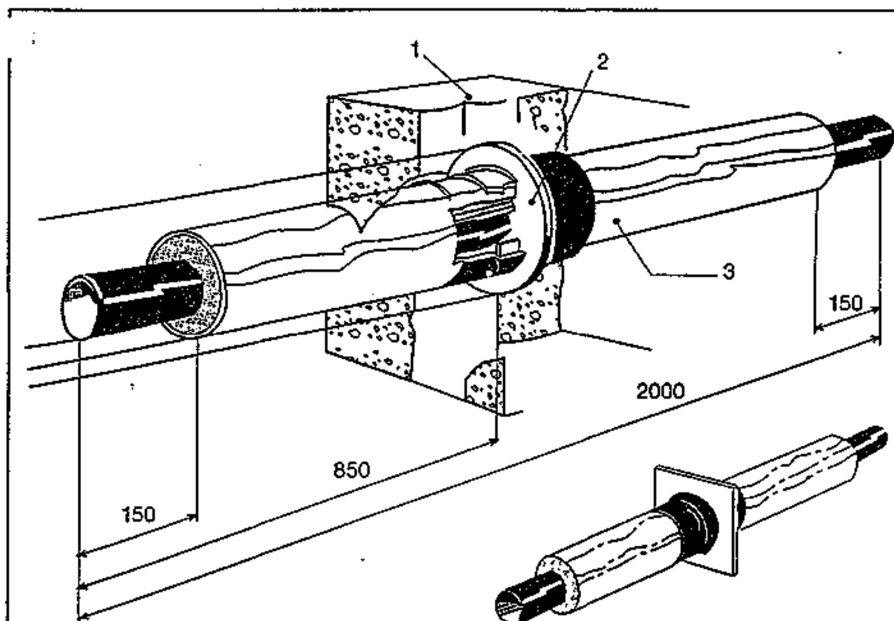


Fig. 11.1.14. Realizarea punctelor fixe pentru conducte preizolate:
1 - bloc din beton; 2 - placă din oțel; 3 - manta.

După alegerea lungimii brațelor, configurațiile se verifică prin calcul (cap. 11.4.4 și 11.4.5)

11.1.8.4 Compensatoare lenticulare (cu burduf)

În condiții dificile de montare a conductelor (spații mici, densitate mare de rețele subterane etc.) se justifică utilizarea compenatoarelor lenticulare: axiale (fig. 11.1.18); laterale (fig. 11.1.19) sau unghiulare (fig. 11.1.20).

Compensatoarele laterale pot prelua dilatările termice prin deformarea elementului lenticular într-o direcție perpendiculară pe ax, iar cele unghiulare preiau deformațiile sistemului de conducte prin deformarea elementului lenticular sub forma unei rotații unghiulare.

Lentilele acestor compensatoare se realizează, de regulă, din oțel carbon OL-32-2-K, din oțel inoxidabil austenitic sau din oțel refractar.

În funcție de tipul acestor compensatoare, calculul presupune stabilirea numărului de compensatoare necesare, numărul elementelor ce intră în componența fiecăruia și determinarea forțelor pe care le transmit asupra reazemelor fixe (paragrafele 11.4.6 și 11.4.7).

11.2. Calculul hidraulic al rețelelor termice

Se urmărește determinarea diametrelor conductelor și stabilirea pierderilor de sarcină pe fiecare tronson al rețelei și pe fiecare circuit de alimentare, în funcție de debitele vehiculate.

Calculul hidraulic de verificare urmărește care este modificarea pierderilor de sarcină pe tronsoanele unei rețele date, în cazul modificării unor tronsoane de rețele (din punct de vedere al diametrelor sau rugozității) sau a disponibilității sursei într-o anumită situație de funcționare a sistemului de rețele.

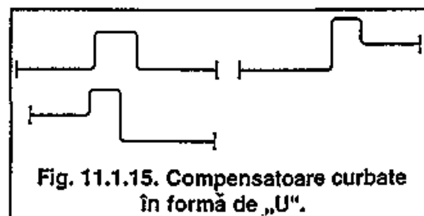


Fig. 11.1.15. Compensatoare curbate în formă de „U".

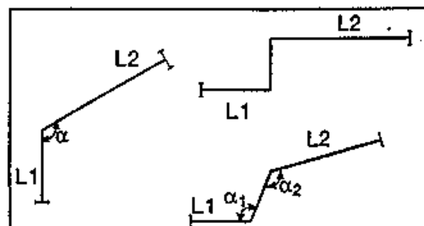


Fig. 11.1.17. Compensatoare naturale elastice în formă de „L" și „Z".

Corespunzător calculului hidraulic se determină distribuția presiunilor în sistemul de conducte, regimurile de funcționare și caracteristicile principale necesare alegerii schemelor de racordare și echipamentelor din punctele termice.

Calculul hidraulic este însoțit, de cele mai multe ori, de un calcul economic comparativ, deoarece, în multe cazuri, micșorarea pierderilor de sarcină într-o măsură excesivă poate conduce la valori mari ale diametrelor conductelor, la consumuri de metal exagerate (chiar dacă acest lucru produce economii la energia de pompare).

Pentru calculul hidraulic este necesar să se dispună de date privind natura agentului termic din rețea (apă fierbinte, apă caldă, abur) de parametrii nominali ai acestuia, de soluția de reglare a furnizării căldurii, de sarcinile nominale termice în procesele consumatoare de căldură și de natura agentului termic din instalațiile fiecărui abonat.

Pierderile de sarcină în conductele termice sunt formate din pierderi liniare de sarcină și pierderi locale. Pentru calculul pierderilor liniare specifice se utilizează formulele pentru țevi rugoase, în care coeficientul de frecare depinde, în exclusivitate, de gradul de rugozitate al țevilor k_e și este independent de numărul Reynolds.

Pentru determinarea pierderilor locale de sarcină se consideră că acestea pot fi echivalate cu circa 20 ... 30 % la rețelele de apă fierbinte și cu 60 ... 70 % la rețelele de abur, din totalul pierderilor liniare de sarcină.

La stabilirea diametrelor și determinarea pierderilor de sarcină se are în vedere totodată rezolvarea problemei echilibrării hidraulice a tuturor circuitelor de alimentare a consumatorilor.

11.2.1. Calculul hidraulic al rețelelor de apă fierbinte

Elementele necesare pentru întocmirea calculului hidraulic sunt:

- planul de situație al rețelei termice și consumatorilor;
- schemele de racordare la rețea a consumatorilor;
- necesarul de căldură în procesele consumatoare de căldură;
- parametrii nominali ai agentului termic primar (apă fierbinte) și ai celui secundar, pentru fiecare abonat.

Pe baza acestor date se elaborează schemele de calcul hidraulic și se calculează debitul maxim de agent termic necesar fiecărui abonat.

Debitele de apă fierbinte preluate din rețea de fiecare consumator depind de sarcinile termice și de parametrii nominali de temperatură ai proceselor ce consumă căldură:

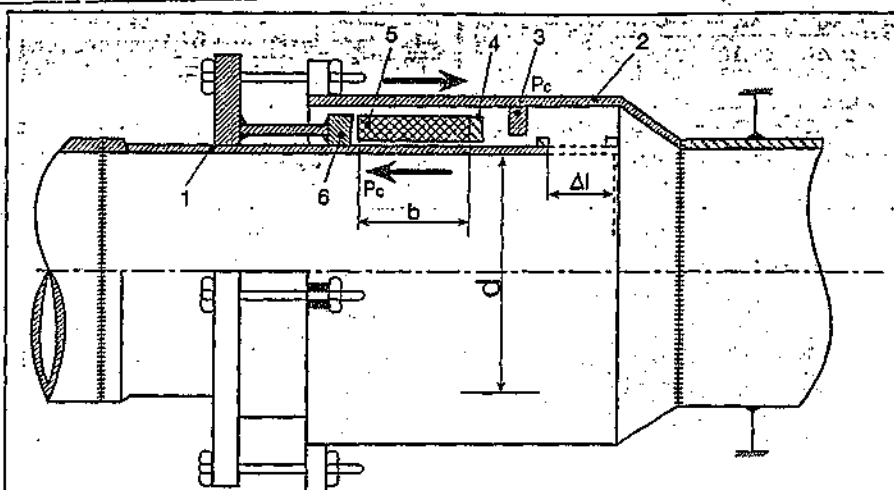


Fig. 11.1.16. Compensator axial cu presgarnitură:
1 - pahar; 2 - corp; 3 - inel fix; 4 - inel mobil;
5 - garnitură (azbest); 6 - inel de presiune (presetupă).

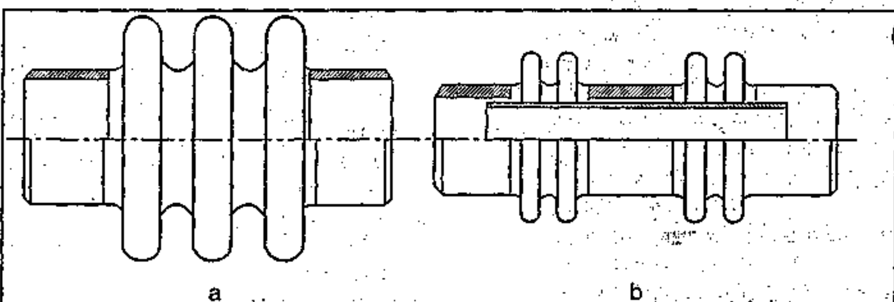


Fig. 11.1.18. Compensator lenticular axial:
a - simplu; b - dublu.

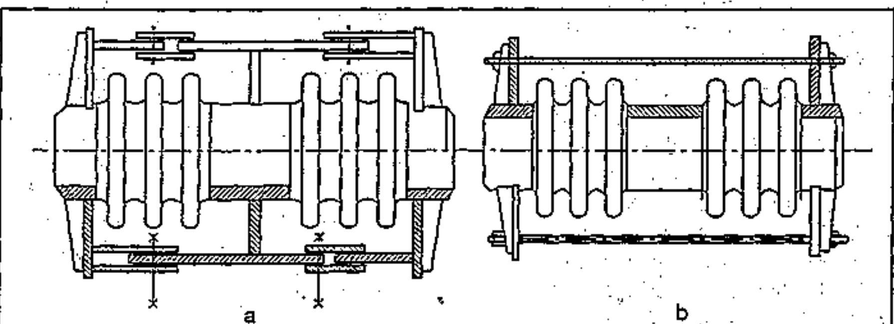


Fig. 11.1.19. Compensator lenticular lateral:
a - articulat cu cuple rotative; b - articulat cu cuple sferice.

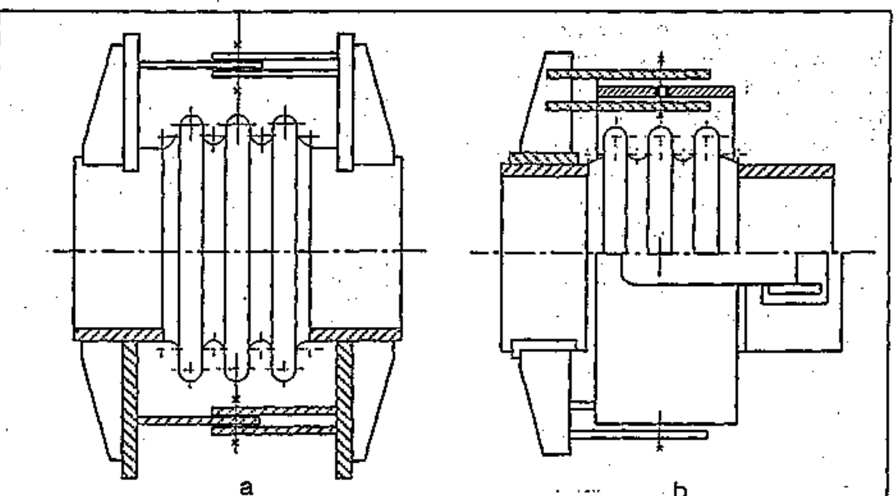


Fig. 11.1.20. Compensator de dilatare lenticular unghiular:
a - cu cuplă de rotație; b - cu articulație cardanică.

$$G=\frac{Q_i}{c\cdot\Delta t_i}+\frac{Q_v}{c\cdot\Delta t_v}+\frac{Q_{ac}}{c\cdot\Delta t_{ac}}\ \text{[t/h]}\quad (11.2.1)$$

unde:

- Q_i, Q_v și Q_{ac} sunt sarcinile termice necesare pentru procesele de încălzire, ventilare și apă caldă de consum [W];

Tabelul 11.2.1. Calculul hidraulic al rețelelor de apă fierbinte (exemplul de calcul 1)										
Denumire tronson	G [t/h]	L [m]	Le [m]	Lc [m]	Dn -	Δp_s [Pa/m]	V [m/s]	Δp_{tr} [Pa]	Δp_{tot} [Pa]	Δp_{exc} [Pa]
CET-1	3175	3000	900	3900	2x800	35	1,75	136500	136500	
1-2	2771	285	86	371	2x700	50	2,10	18525	155100	
2-3	2500	250	75	325	2x700	47	2,0	15275	170400	
3-4	2231	195	59	254	2x700	37	1,6	9379	179679	
4-5	1962	275	83	358	2x600	55	2,0	19663	199342	
5-12	1692	100	30	130	2x600	37	1,6	4870	204212	
12-13	1128	165	50	215	2x500	43,5	1,5	9331	213543	
13-PTI2	564	300	90	390	2x500	180	2,4	70200	283743	
13-PTI1	564	125	38	163	2x300	180	2,4	29250	242793	40950x2
13-PTI3	564	165	50	215	2x300	180	2,4	38610	252153	31590x2
5-6	269,5	100	30	130	2x250	110	1,5	14300	213642	
6-SC2	135	110	33	143	2x175	160	1,5	22750	236392	47351x2
6-SC1	135	100	30	130	2x175	160	1,5	20800	234442	49301x2
4-11	269,5	125	38	163	2x250	110	1,5	18645	198324	
11-SC3	135	150	45	195	2x175	160	1,5	31200	229524	54219x2
11-SC4	135	100	30	130	2x175	160	1,5	20800	250324	33419x2
3-10	270	105	32	137	2x250	110	1,5	15015	244539	
10-SC6	135	110	33	143	2x175	160	1,5	22800	267339	16404x2
~~10-SC7~~	~~135~~	~~150~~	~~45~~	~~195~~	~~2x175~~	~~160~~	~~1,5~~	~~31200~~	~~275739~~	~~8804x2~~
2-9	270	110	33	143	2x250	110	1,5	15730	170830	
9-SC5	135	175	53	228	2x175	160	1,5	36400	207230	76513x2
9-SC8	135	110	33	143	2x175	160	1,5	22880	193630	90113x2
1-7	405	100	30	130	2x250	240	1,5	31200	167700	
7-SC11	135	175	53	228	2x175	160	2,3	36400	204100	79643x2
7-8	270	100	30	130	2x250	110	1,5	14300	182000	
8-SC9	135	180	54	234	2x175	160	1,5	37440	219440	64303x2
8-SC10	135	200	60	260	2x175	160	1,5	41600	223600	60143x2

- c - căldura masică [J/kg·K];
- Δt_i, Δt_v, Δt_{ac} - ecarturile de temperatură în regim nominal pe fiecare proces consumator de căldură [K].

Datorită vitezelor de circulație acceptate (0,5...3 m/s) și a diametrelor relativ mari, curgerea apei în conducte se situează în domeniul deplin turbulent; în acest caz coeficientul λ al pierderilor liniare de sarcină rezultă din relația Prandtl-Nikuradse:

$$\lambda=\frac{1}{\left(1{,}14+2\cdot\lg\dfrac{D}{k_e}\right)^2}\quad (11.2.2)$$

unde k_e este rugozitatea echivalentă [mm] iar - D - diametrul conductei [mm].

În cazul utilizării conductelor noi cu diametre relativ mici sau al celor date de curând în exploatare (k_e = 0,2 mm), pentru calculul coeficientului λ, corespunzător regimului turbulent rugos prepătractic, se poate aplica relația lui Frenkel:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}=-2\cdot\lg\left[\frac{k_e}{3{,}7\cdot D}+\left(\frac{6{,}81}{\mathrm{Re}}\right)^{0,9}\right]\quad (11.2.3)$$

unde Re este numărul Reynolds corespunzător regimului de curgere în sistemul de conducte.

Pierderile locale se consideră ca fiind egale cu pierderile liniare corespunzătoare unei lungimi echivalente de conductă de (20 ... 30 %) din lungimea fizică a tronsonului respectiv.

În scopul obținerii stabilității hidraulice a rețelei se recomandă ca diametrul

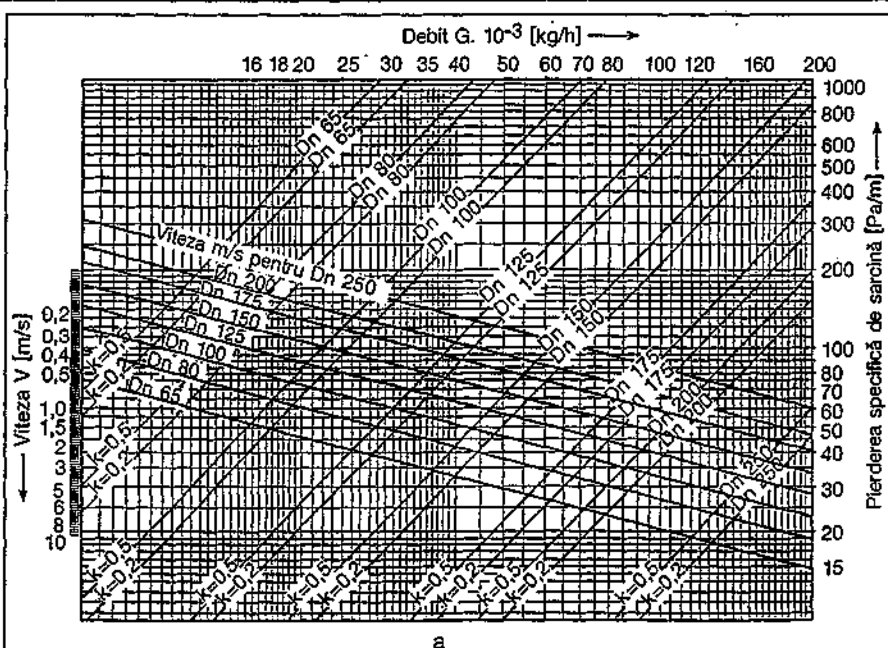


Fig. 11.2.1a. Diagramă pentru calculul hidraulic al conductelor din oțel pentru rețelele termice: *domeniul Dn 65 - Dn 250.*

conductelor să se aleagă astfel încât pierderea de sarcină specifică să se înscrie într-un anumit domeniu recomandat în funcție de tipul tronsonului:

- 30 ... 60 Pa/m pentru tronsoanele de magistrală;
- 80 ... 100 Pa/m pentru tronsoanele rețelei de distribuție;
- 150 ... 300 Pa/m pentru tronsoanele de branșamente - valoarea maximă poate fi depășită pentru cazul unor presiuni disponibile mari în punctul de racord, cu condiția nedepășirii valorii de 3 m/s pentru viteza în conducte.

În cazul utilizării conductelor flexibile coeficientul pierderilor liniare de sarcină „λ" se calculează cu relația:

$$\lambda = 0{,}0032 + 0{,}221\ Re^{-0{,}237} \qquad (11.2.3)$$

relație valabilă pentru $10^4 < Re < 10^6$

Specific acestor conducte este rugozitatea ($k_e = 0{,}0005$ mm) mult redusă în comparație cu conductele metalice sau cele din PVC.

În figurile 11.2.1 c și d sunt prezentate, informativ, diagrame de alegere a diametrelor pentru conducte flexibile din gama de fabricație WIRSBO-PEX, WIRSBO-evalPEX.

Pe ansamblul sistemului, pierderea de sarcină maximă este determinată de circuitul de alimentare cel mai dezavantajat, la care se adaugă pierderea de sarcină din instalațiile de racordare a consumatorului.

Pe celelalte circuite de alimentare a consumatorilor dimensionarea ține seama de realizarea echilibrului hidraulic între consumatori. Atunci când nu este posibilă echilibrarea hidraulică din faza de dimensionare, este necesar să se prevadă rezistențe locale cu rol de anulare a excedentelor de presiune.

La alegerea diametrelor se utilizează, de regulă, diagrame de calcul (fig. 11.2.1 a și b) sau pot fi utilizate programe de calcul implementate pe calculatoare de proces.

Exemplu de calcul

Se consideră sistemul de rețele arborescent din figura 11.2.2 pentru care datele geometrice (lungimi fizice de tronsoane), hidraulice (debite) și sarcinile termice sunt indicate în figură. Schema are un număr de consumatori urbani alimentați din 11 puncte termice centralizate (SC) propuse a fi racordate direct cu amestec, iar prepararea apei calde de consum se realizează în două trepte serie cu instalația de încălzire.

Rețeaua mai alimentează și un număr de 3 consumatori industriali racordați prin intermediul unor puncte termice industriale (PTI) racordate direct simplu, pentru instalațiile de încălzire. Pentru aceștia, prepararea apei calde de consum se realizează într-o treaptă, în paralel cu instalația de încălzire și este prevăzută acumularea apei calde de consum.

Rezolvare

- schema de calcul hidraulic are înscrise debitele de agent termic calculate cu relația corespunzătoare modului de racordare a instalațiilor de încălzire și de preparare a apei calde (§ 13.4.4);
- pentru fiecare tronson s-au însumat debitele de fluid (apă fierbinte) pentru încălzire și cel pentru prepararea apei calde de consum, obținându-se debitul de apă fierbinte total de la sursă;
- pierderile locale s-au considerat ca fiind cca 30% din pierderile liniare de sarcină, astfel că lungimea echivalentă $Le = 0{,}3 \cdot L$ (unde L este lungimea reală a tronsonului [m]);
- lungimea de calcul cumulează cele două lungimi $Lc = L + Le$;
- la stabilirea diametrelor s-au utilizat pierderile de sarcină indicate la începutul paragrafului și s-au utilizat diagrame de dimensionare pentru conducte din oțel pentru agent termic apă fierbinte, la rugozitate de 0,5 (fig. 11.2.1 a și b);
- domeniul de variație al vitezei în conducte s-a considerat 0,5...3 m/s;
- rezultatul calculului hidraulic de dimensionare a sistemului de rețele considerat a fost centralizat în tabelul 11.2.1.

Ultima coloană a tabelului cuprinde valorile presiunilor disponibile excedentare rezultate în urma calculului pentru fiecare abonat. Aceste presiuni se obțin prin diferența între pierderile de sarcină pe circuitul celui mai dezavantajat consumator și cele de pe circuitul consumatorului în discuție având în vedere și rezistența hidraulică a instalațiilor fiecărui abonat.

Consumatorul cel mai dezavantajat este PTI 2, deci pentru consumatorul SC3 presiunea excedentară se deduce cu relația:

$$\Delta P_{exc(SC3)} = 2 \cdot \Delta P_{CET-PTI2} + \Delta P_{PTI2} - (2 \cdot \Delta P_{CET-SC3} + \Delta P_{SC3}) \qquad (11.2.4)$$

Pentru consumatorul industrial PTI 1 presiunea disponibilă excedentară se calculează cu relația 11.2.5.

$$\Delta P_{exc(PTI1)} = 2 \cdot \Delta P_{CET-PTI2} + \Delta P_{PTI2} - (2 \cdot \Delta P_{CET-PTI1} + \Delta P_{PTI1}) \qquad (11.2.5)$$

În relațiile 11.2.4. și 11.2.5 $\Delta P_{(SC3)}$, $\Delta P_{(PTI1)}$ și $\Delta P_{(PTI2)}$ reprezintă pierderile de sarcină din instalațiile consumatorilor SC3 și, respectiv, PTI 1 și PTI 2.

11.2.2. Graficul piezometric al rețelelor de apă fierbinte

În rețelele de apă fierbinte presiunea în conducte are o variație impusă de funcționarea acestor rețele care cuprinde, în general, mai multe sisteme închise. Regimul hidraulic al rețelei este determinat de debitul și presiunea apei, precum și de caracteristicile hidraulice ale elementelor componente.

Pe baza calculelor hidraulice de dimensionare și verificare se întocmesc graficele ce stabilesc elementele caracteristice ale regimurilor de funcționare:

- în regim dinamic de funcționare:
- presiunea relativă în instalațiile aferente surselor, rețelelor de conducte și abonaților consumatori de căldură;
- presiunea disponibilă în fiecare punct al rețelei de conducte;
- presiunea realizată de instalația de

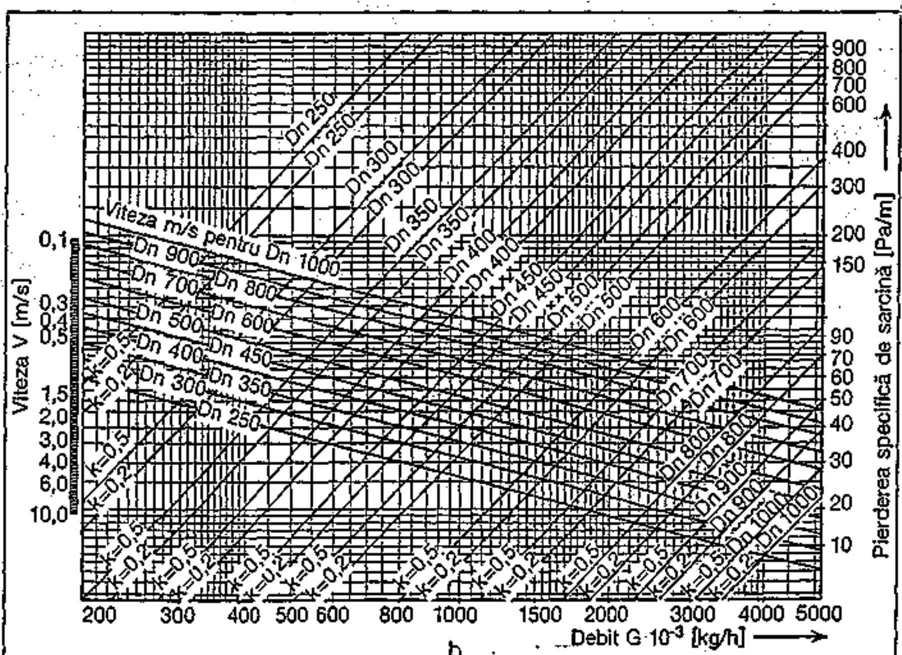


Fig. 11.2.1b. Diagramă pentru calculul hidraulic al conductelor din oțel pentru rețelele termice: *domeniul Dn 250 - Dn 1000.*

adaos;

- înălțimea de pompare a pompelor de circulație;

- în regim static (caracteristic momentului când pompele de circulație sunt oprite):

- nivelul presiunii manometrice în diverse puncte din sistem;
- presiunea realizată de pompe în regim static - linia x-x din figura 11.2.3.;

Corespunzător graficelor de repartizare a presiunilor se pot determina:

- modul de racordare a instalațiilor consumatorilor de căldură la rețeaua termică;
- posibilitatea de consumare a presiunilor disponibile excedentare prin dimensionarea corespunzătoare a branșamentelor;
- măsuri necesare în vederea echilibrării hidraulice a rețelelor de conducte;
- măsuri vizând realizarea unor regimuri hidraulice optime din punct de vedere tehnico-economic;

Pentru întocmirea graficului piezometric sunt necesare următoarele elemente:

- profilul longitudinal al terenului de-a lungul rețelei (asimiliat cu profilul longitudinal al conductelor);
- presiunile maxime admise de instalațiile consumatorilor;
- înălțimile hidrostatice din instalațiile interioare ale abonaților;
- parametrii nominali ai agentului termic și pierderile de sarcină din instalațiile de racordare și interioare ale consumatorilor.

În vederea trasării liniilor piezometrice se procedează, în prealabil, la desenarea profilului de teren (ținând cont de cotele geodezice cunoscute). Corespunzător fiecărui consumator se trasează înălțimile hidrostatice ale acestora și presiunile maxime admise (în funcție de corpurile de încălzire cu care sunt echipate instalațiile interioare). Pe baza calculului hidraulic efectuat anterior fazei de trasare a graficului, având la dispoziție mărimea pierderilor de sarcină pe fiecare tronson al sistemului de rețele, se poate elabora graficul piezometric ținând seama de respectarea unor condiții care vizează buna funcționare a sistemului și anume:

- pe conducta principală de întoarcere în centrală presiunea agentului termic trebuie menținută la o valoare constantă (la minimum 1,2...1,5 bar), respectiv, la valoarea care rezultă drept convenabilă pentru evitarea cavitației la pompele de circulație;
- presiunea din conducta de ducere la intrarea în instalațiile interioare ale consumatorilor este necesar să fie mai mică decât presiunea maximă admisă de instalațiile respective (pentru evitarea avariilor în instalațiile racordate);
- presiunea pe conducta de întoarcere din instalațiile interioare ale consumatorilor racordați direct este necesar să fie mai mare decât înălțimea hidrostatică a instalațiilor interioare pentru evitarea golirii acestora;
- în orice punct al sistemului se impune ca presiunea să fie mai mare decât presiunea de vaporizare a apei la temperatura maximă de funcționare în punctul respectiv, condiție necesară pentru evitarea fenomenului de vaporizare;
- presiunea disponibilă la limita instalațiilor de racordare a consumatorilor este necesar să fie egală cu suma pierderilor de sarcină din instalațiile acestuia. În caz contrar este necesar a fi luate măsuri de remediere a neconcordanței, fie prin introducerea unor rezistențe locale (în cazul existenței unei presiuni excedentare) sau, dimpotrivă, introducerea unor pompe de ridicare a presiunii în cazul în care presiunea în punctul de racord este insuficientă pentru acoperirea pierderilor de sarcină din instalațiile consumatorului.

Graficul piezometric pentru un sistem de rețele bitubular, închis, cu

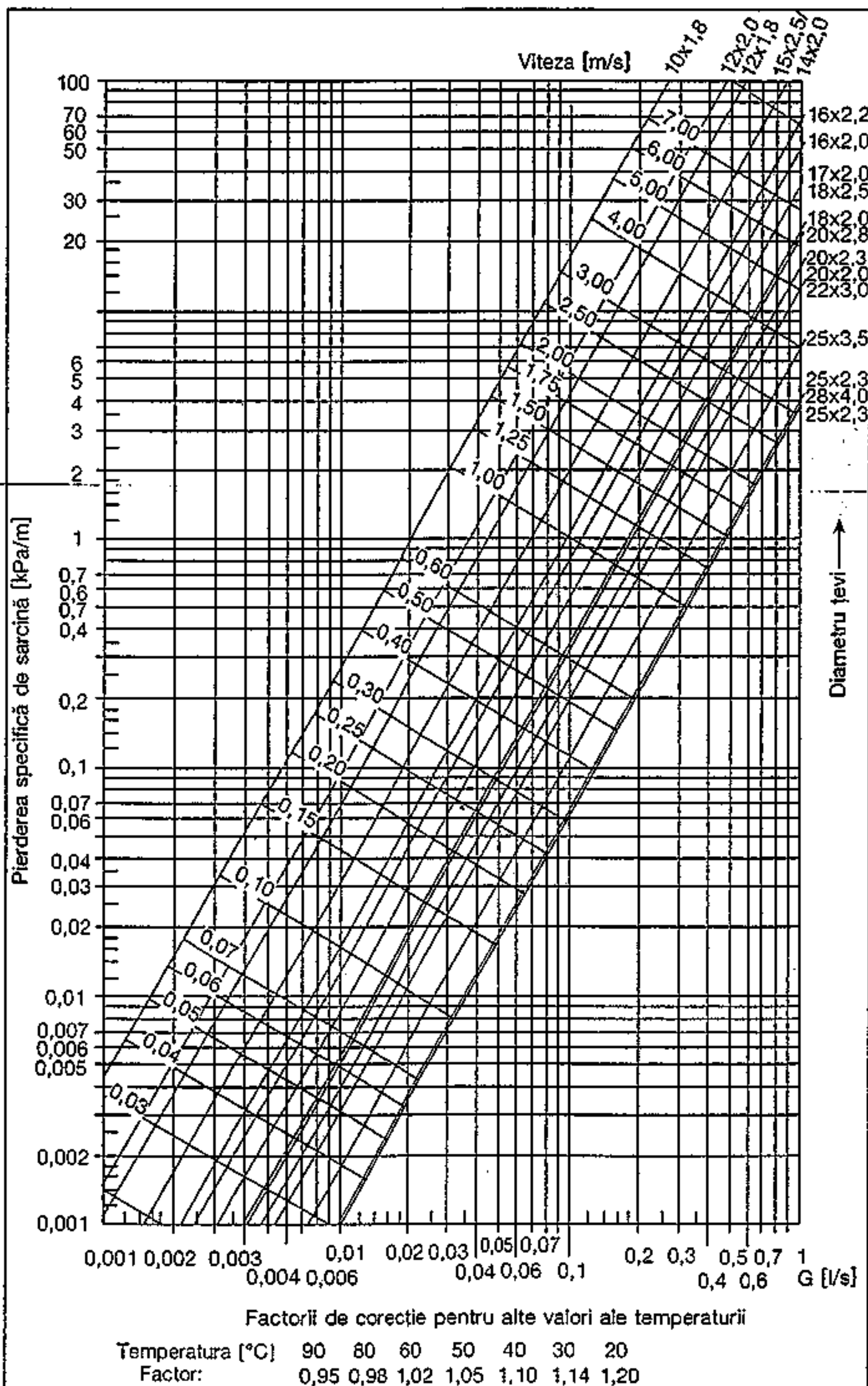


Fig. 11.2.1c. Diagramă pentru calculul hidraulic al conductelor rețelelor termice: *domeniul ϕ 16 x 2,2 - ϕ 25 x 2,3* pentru țevi Wirsbo - PEX și Wirsbo - evalPEX cu temperaturi ale apei + 70 °C.

agent termic de tipul apei fierbinți, la care sunt racordați consumatori urbani și industriali, este prezentat în figura 11.2.3. În scopul corelării energiei de poziție cu presiunile relative ale fluidului, în graficul piezometric, presiunile relative ale agentului termic sunt exprimate în mH_2O.

11.2.3. Graficul piezometric al rețelelor de condensat aferente rețelelor de abur de presiune medie

Transportul condensatului se realizează prin pompare printr-o rețea comună tuturor consumatorilor până la sursa de abur. Deoarece temperatura condensatului recuperat și pompat este de 90...120 °C, calculul hidraulic al conductelor ce transportă condensatul este similar cu cel pentru transportul apei fierbinți, aplicând corecțiile corespunzătoare de temperatură.

Diametrele conductelor se aleg astfel încât pierderile liniare specifice de sarcină să se situeze în domeniul 50...200 Pa/m (pierderi de sarcină specifice mai mici spre centrală).

La stabilirea înălțimilor de pompare a pompelor de condensat pentru fiecare abonat este necesar cunoașterea presiunii minime pe care trebuie să o aibă la sosire în centrală „p_{CET}", a pierderii totale de sarcină pe rețeaua de transport și a diferențelor de cote geodezice dintre centrală și abonați.

La calculul hidraulic al conductelor de condensat ramificate se recomandă să se construiască, în prealabil, graficul de presiuni. Deoarece presiunile nu sunt aceleași la toți abonații, problema care se pune este de a alege astfel presiunile încât să fie posibil ca fiecare pompă să funcționeze independent.

În figura 11.2.4 este prezentat un grafic al presiunilor într-o conductă ramificată de condensat.

Pentru calculul înălțimii de pompare a pompei de condensat la cei doi consumatori I și II din figura 11.2.4 se poate scrie:

$H_I = p_{CET} + h_I \cdot \rho \cdot g + \Delta p_{CET-I}$ [Pa] (11.2.6)

$H_{II} = p_{CET} - h_{II} \cdot \rho \cdot g + \Delta p_{CET-II}$ [Pa] (11.2.7)

unde:

- h_I, h_{II} sunt diferențele cotelor geodezice ale celor doi consumatori față de cota sursei [m];
- Δp_{CET-I}, Δp_{CET-II} sunt pierderile de sarcină cumulate pe traseul condensatului de la consumator la sursă [Pa];
- H_I și H_{II} sunt înălțimile de pompare pentru pompele de condensat ale celor doi abonați [Pa];
- ρ - densitatea condensatului [kg/m³];
- g - accelerația gravitațională [m/s²].

11.2.4. Calculul hidraulic al rețelelor de abur de presiune medie

Elementele necesare pentru întocmirea calculului hidraulic de dimensionare sunt următoarele:

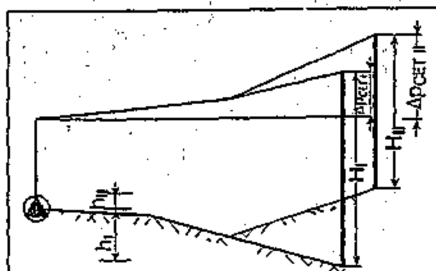


Fig. 11.2.4. Graficul presiunilor într-o conductă ramificată de condensat:
h_I, h_{II} - cote geodezice față de cota sursei;
H_I, H_{II} - înălțimea de pompare a pompelor de condensat;
Δp_{CET-I}, Δp_{CET-II} - pierderi de sarcină cumulate pe traseul condensatului.

Diametrul țevii mm → 32X4,4; 32X2,9; 40X5,5; 40X3,7; 50X6,9; 50X4,6; 63X5,8; 63X8,7; 75X6,8; 90X8,2; 110X10,0

Pierderea specifică de sarcină [kPa/m]

Viteza [m/s]: 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30; 0,40; 0,50; 0,60; 1,00; 1,25; 1,50; 1,75; 2,00; 2,50; 3,00; 4,00; 5,00; 6,00; 7,00; 10,00; 12,00

Debitul G [l/s] →

Factorii de corecție pentru alte valori ale temperaturii

Temperatura [°C]	90	80	60	50	40	30	20
Factor	0,95	0,98	1,02	1,05	1,10	1,14	1,20

Rugozitate efectivă 0,0005 mm

Fig. 11.2.1d. Diagramă pentru calculul hidraulic al conductelor rețelelor termice: *domeniul φ 32 x 4 - 110 x 10* pentru țevi Wirsbo - PEX și Wirsbo - evalPEX cu temperaturi ale apei + 70 °C.

Legendă:
(1) - Q_{inc}^{med} -[MW]
(2) - Q_{ac} -[MW]
(3) - G_{tot} -[10^3 kg/h]
(4) - L[m]
(5) - DN

I	II
III	IV

I: Q_{inc}^{med} -[MW]
II: Q_{ac}^{med} -[MW]
III: Ginc - [10^3 kg/h]
IV: Gac - [10^3 kg/h]

Fig. 11.2.2. Schema de calcul hidraulic.

- schema și configurația rețelei termice;
- debitul orar de abur și parametrii acestuia la sursă și la consumatori;

Calculele se pot efectua analitic, grafo-analitic (cu ajutorul nomogramelor și tabelelor) sau automat.

Calculele de dimensionare se efectuează pentru debitele de abur orare simultane care se transportă asigurând fiecărui consumator condițiile de debit, presiune și temperatură solicitate.

Calculele hidraulice de verificare se realizează în scopul determinării posibilității de transport al debitelor minime, al determinării capacității de transport a unei rețele existente și al determinării pierderilor de sarcină și temperatură ale unei conducte, pentru un debit dat. La stabilirea pierderilor de sarcină în conductele de abur se utilizează tabele sau nomograme (fig. 11.2.5.) întocmite pe baza relației întâlnită și la rețelele de apă fierbinte:

$$\Delta p_s = \frac{\Delta p}{L} = \frac{\lambda \cdot v^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{1}{d_i} = 0{,}81 \cdot \frac{\lambda \cdot G^2}{\rho \cdot d_i^5} \quad \text{[Pa/m]} \qquad (11.2.8)$$

unde:

- ρ este densitatea aburului [kg/m³];

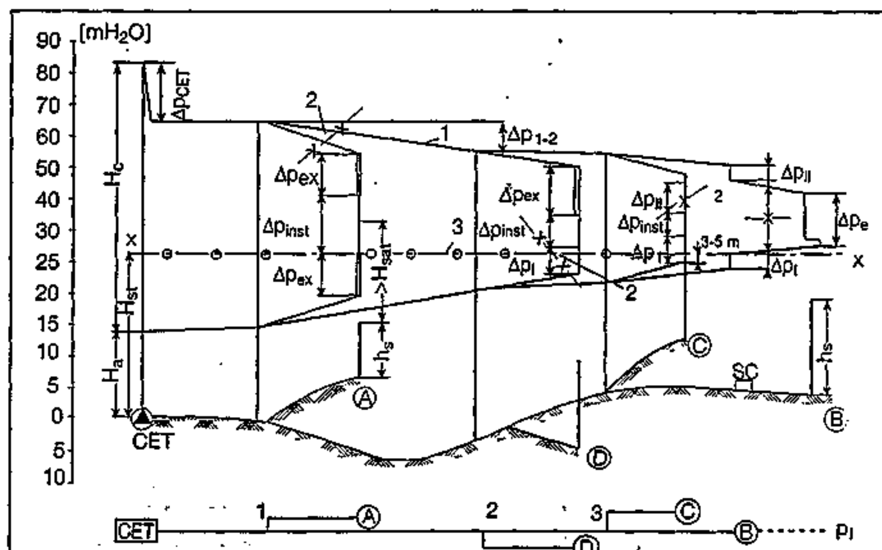


Fig. 11.2.3. Graficul piezometric al unui sistem cu rețea de apă fierbinte, bitubulară închisă:

(1) ——— linia presiunii în regim dinamic de funcționare;
(2) —x— linia presiunii maxime admise;
(3) —o— linia presiunii în regim static;

hs - înălțimea hidrostatică a instalației interioare de încălzire; Hc - înălțimea de pompare a pompelor de circulație; Ha - presiunea realizată la instalația de adaos; Hst - presiunea în regim „static" (necesară la sursă); Δpex - presiunea disponibilă excedentară; Δpinst - pierderea de sarcină în instalația de încălzire; Δpl,ll - pierderea de sarcină în treptele I și II de preparare a apei calde de consum; Δpe - pierderea de sarcină în elevator și instalația de încălzire.

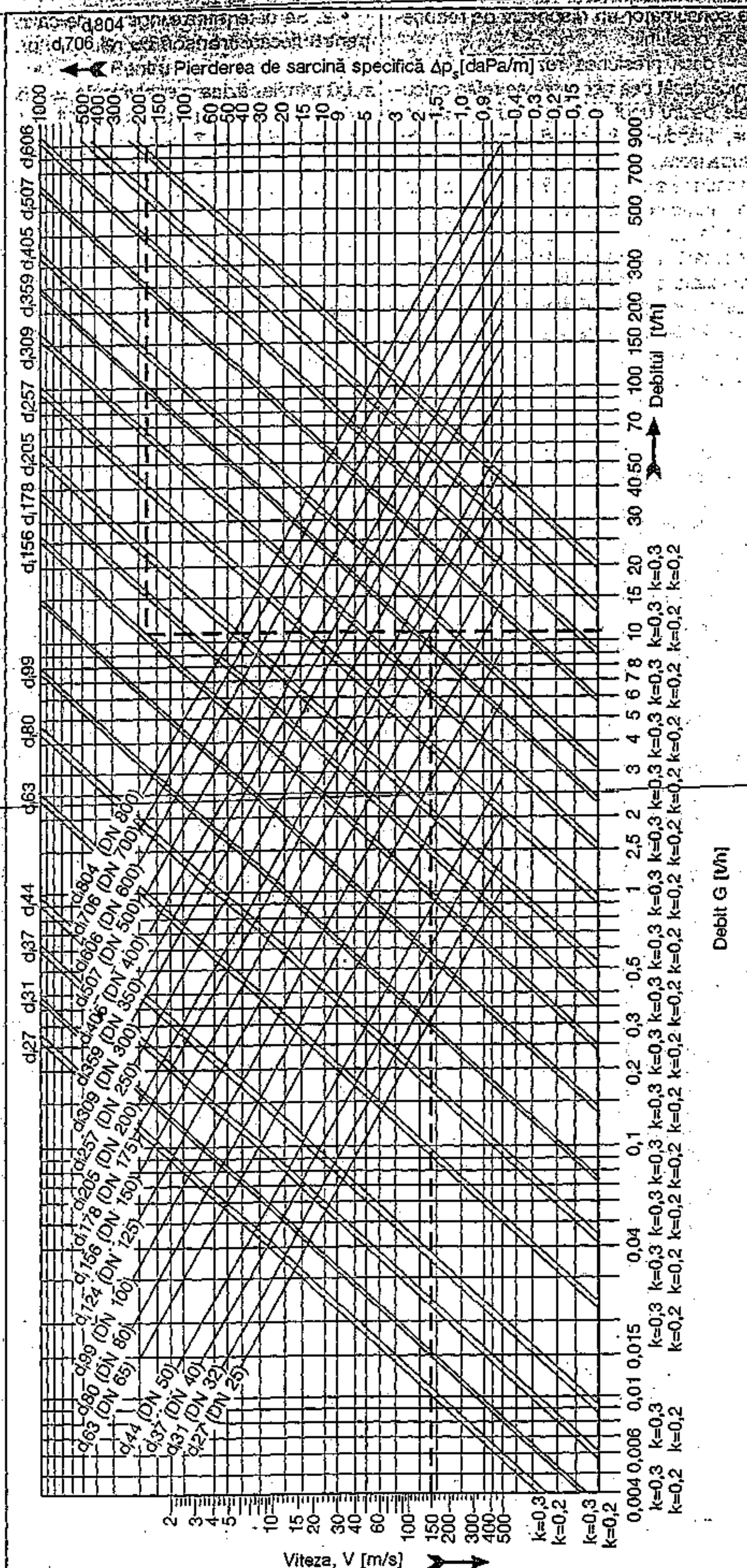


Fig. 11.2.5. Nomogramă pentru calculul hidraulic al conductelor de abur, pentru ρ = 1 kg/m³.
Exemplu de calcul: Se dă: G = 10,5 t/h; k = 0,2 mm. Rezultă: d=156 mm; Δps=1650 Pa/m; v=150 m/s.

- G - debitul de abur [kg/s];
- d_i - diametrul interior al conductei [m];
- λ - coeficientul de rezistență hidraulică;
- v - viteza aburului în conductă [m/s].

Întrucât densitatea aburului variază cu presiunea și temperatura, în calculul hidraulic se operează cu o valoare medie a densității corespunzând parametrilor medii de presiune și de temperatură de pe fiecare tronson.

În calculul preliminar valoarea densității se aproximează.

Pentru ușurarea calculului, în practică, se stabilesc ca valori de referință pentru pierderile specifice de sarcină și viteze, valorile corespunzătoare unei densități de ρ = 1 kg/m³. Astfel pierderea de sarcină și viteza la o densitate medie ρ_m se calculează cu relațiile:

$$\Delta p_s = \frac{\Delta p_s\ (\text{pentru}\ \rho=1)}{\rho_m}\ [\text{Pa}] \qquad (11.2.9)$$

$$v = \frac{v\ (\text{pentru}\ \rho=1)}{\rho_m}\ [\text{m/s}] \qquad (11.2.10)$$

Pentru conductele de abur viteza recomandată este de 30...60 m/s.

După stabilirea diametrelor preliminare ale conductelor de abur și calcularea pierderilor de sarcină și temperatură, se determină presiunea și temperatura la sfârșitul fiecărui tronson, în funcție de care se calculează valorile medii ale densității.

Valoarea rezultată este necesar să nu depășească cu mai mult de 3...5 % pe cea estimată; în caz contrar, se reia calculul iterativ de dimensionare printr-o nouă apreciere a densității medii pe tronson.

Diametrul fiecărui tronson se alege începând calculul hidraulic de la sursă spre consumatori pe traseul ce conduce spre cel mai dezavantajat consumator. Alegerea diametrelor se realizează utilizând nomograme specifice conductelor de abur de presiune medie (fig. 11.2.5).

Căderea de temperatură se calculează cu relația:

$$\Delta t = \frac{\Delta Q}{G \cdot c_p}\quad [\text{K}] \qquad (11.2.11)$$

în care:

- ΔQ sunt pierderile de căldură către mediul exterior [W];
- c_p - căldura masică la presiune constantă [kJ/kg·K];
- G - debitul de abur [kg/s];

Pierderea de căldură către mediul înconjurător se determină cu relația:

$$\Delta Q = \frac{t_m - t_e}{\sum R} \cdot L \cdot (1+\beta)\quad [\text{W}] \qquad (11.2.12)$$

în care:

- t_m este temperatura medie a agentului termic [°C];

- t_e - temperatura mediului ambiant [°C];
- ΣR - suma rezistențelor termice la trecerea căldurii de la agentul termic la mediul ambiant, pentru o grosime considerată cunoscută a izolației termice [m·K/W];
- L - lungimea tronsonului [m];
- β - coeficientul de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin elementele neizolate (exprimată procentual și care pot lua valori de 3...10 %).

ΣR - suma rezistențelor termice la trecerea căldurii de la agentul termic la mediul ambiant (§ 11.3), care are structura generală:

$$\sum R = R_i + R_{iz} + R_e = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d_e} + \frac{1}{\pi \cdot d_{iz} \cdot \alpha_e} \quad [\text{m·K/W}] \quad (11.2.13)$$

unde:
- d_i, d_e reprezintă diametrul interior, respectiv exterior al conductei [m];
- α_i, α_e - coeficientul de transfer de căldură prin convecție de la abur la suprafața interioară a conductei, respectiv, prin convecție și radiație de la conducta izolată la mediul ambiant [W/m²·K];
- λ_{iz} - conductivitatea termică a izolației [W/m·K].

În cazul unei căderi de temperatură Δt calculată cu relația (11.2.11) mai mare de 6...7 K se va utiliza relația exponențială:

$$\Delta t = \left(t_i - t_e\right) \cdot \left(1 - e^{\frac{kL}{Gc}}\right) \quad [\text{K}] \quad (11.2.14)$$

în care:
- t_i este temperatura inițială la începutul tronsonului [°C];
- k - coeficientul global de transfer de căldură (de la abur la aerul exterior) raportat la unitatea de lungime [W/m·K], $k = 1/\Sigma R$.

Calculul este iterativ, valorile obținute pentru densitate se compară cu cele inițiale, calculul considerându-se finalizat când acestea se înscriu în limita toleranțelor admisibile.

Rugozitatea conductelor se poate considera k = 0,2 mm.

În calculul hidraulic al conductelor de abur este necesar să se țină seama de următoarele recomandări:

- în cazul în care presiunea finală rezultată din calcul este diferită de cea solicitată de consumator se fac următoarele corecții:
- dacă presiunea rezultată este mai mare decât cea necesară, se refac calculele anterioare, pentru unul sau mai multe tronsoane, alegându-se diametre mai mici, cu respectarea condiției de încadrare a vitezei în valorile maxime admise; dacă nu este posibil a se respecta condiția menționată, se prevede la consumator un dispozitiv de reducere a presiunii;
- dacă presiunea rezultată este mai mică decât cea necesară se refac calculele pentru unul sau mai multe tronsoane, luându-se în considerare diametre superioare, cu respectarea condiției de încadrare a temperaturii finale a aburului în valorile cerute de consumatori;
- în cazul în care temperatura finală rezultată din calcul este diferită de cea solicitată de consumator, se fac următoarele corecții:
- dacă temperatura finală este mai mică decât cea necesară se refac calculele de dimensionare pentru unul sau mai multe tronsoane luându-se în considerare grosimi de izolație mai mari, cu respectarea condiției de încadrare a presiunii finale în valorile cerute de consumatori;
- dacă temperatura finală rezultată este mai mare decât cea cerută de consumatori se studiază posibilitatea montării, la consumator, a unei instalații de recuperare a căldurii sau reglarea temperaturii prin injecție.

Exemplu de calcul

Se dimensionează sistemul de abur de presiune medie, a cărui schemă este prezentată în figura 11.2.6, în care sunt înscrise debitele și parametrii ceruți de consumatori (presiuni și temperaturi). Sistemul de conducte este montat aerian și izolația este din vată minerală.

Rezolvare

Se constată, din analiza caracteristicilor geometrice și din parametrii ceruți de consumatori, că cel mai dezavantajat este consumatorul A.

Calculul de dimensionare presupune parcurgerea următoarelor etape:

- 1. Se determină lungimile echivalente (l_e) procentual din lungimea fizică (l) a conductelor, cu relația:

$l_e = 1{,}4 \cdot l$

- 2. Se determină lungimile de calcul pentru fiecare tronson cu relația:

$l_c = l + l_e$

Lungimile fizice, echivalente și de calcul, se înscriu în tabel (tab. 11.2.2 coloanele 5, 6 și 7).

- 3. Se face calculul aproximativ al pierderii de sarcină pe tronsoanele rețelei:

$$\Delta p_{1\text{-}2} = \frac{p_1 - p_3}{L_{1\text{-}2} + L_{2\text{-}3}} \cdot L_{1\text{-}2} = \frac{10 \cdot 10^5 - 9 \cdot 10^5}{0{,}5 + 0{,}3} \cdot 0{,}5 = 6{,}25 \cdot 10^4 \ Pa$$

$$\Delta p_{2\text{-}3} = \frac{p_1 - p_3}{L_{1\text{-}2} + L_{2\text{-}3}} \cdot L_{2\text{-}3} = \frac{10 \cdot 10^5 - 9 \cdot 10^5}{0{,}5 + 0{,}3} \cdot 0{,}3 = 3{,}75 \cdot 10^4 \ Pa$$

$$\Delta p_{2\text{-}4} = \left(p_1 - \Delta p_{1\text{-}2}\right) - p_4 = (10 \cdot 10^5 - 6{,}25 \cdot 10^4) - 8{,}5 \cdot 10^5 = 8{,}75 \cdot 10^4 \ Pa$$

Parametrii inițiali ai aburului la plecare din sursă se stabilesc ținând seama de parametrii impuși de cel mai dezavantajat consumator și de pierderile de presiune apreciate la etapa 3. Se poate considera, în acest sens, pentru 1 km de traseu, o pierdere de sarcină de circa 1 bar și o cădere de temperatură de circa 10 K/km.

Aceste recomandări conduc, în exemplul de calcul, la o estimare a parametrilor de plecare din sursă, de p_1 = 10 bar și t_1 = 190 °C

Se recomandă ca temperatura aburului la limita sursei să se deducă și prin analiza destinderii reale a aburului în turbină până la priza de livrare a aburului.

- 4. Se evaluează preliminar pierderea specifică de sarcină pentru tronsonul 1-2:

$$\Delta p_s = \frac{\Delta p_{1\text{-}2}}{l_{c_{1\text{-}2}}} = \frac{6{,}25 \cdot 10^4}{700} = 89{,}3 \ \text{Pa/m}$$

Pierderea specifică de sarcină a aburului aproximată pentru tronsonul 1-2

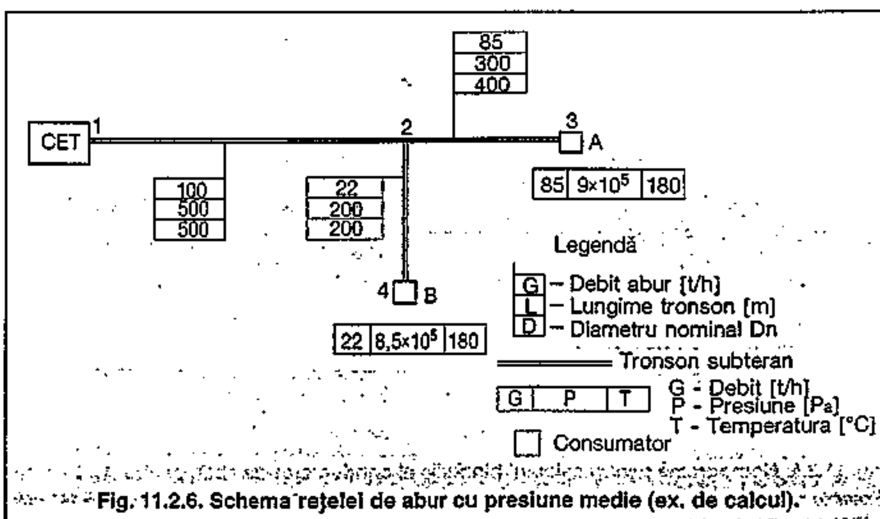


Fig. 11.2.6. Schema rețelei de abur cu presiune medie (ex. de calcul).

la ρ = 1 kg/m³; rezultă:
$\Delta p = \Delta p_s \cdot \rho_1$ = 89,3 · 4,888 = 436 Pa/m

• 5. Pentru debitul de abur G_{1-2} = 100 t/h, din nomograma din figura 11.2.5., în jurul valorii Δp = 436 Pa/m, se alege conducta cu diametrul nominal Dn = 500. Acestui diametru îi corespund valori de:

Δp = 345 Pa/m
v = 146 m/s

Rezultatele se trec în tabelul 11.2.2. în coloanele 11 și 12.

Pentru densitatea apreciată inițial pe tronsonul 1-2 rezultă valoarea vitezei aburului la densitatea reală medie. ρ_{1med} = 4.89 kg/m³ prin aplicarea relației 11.2.20

$$v_1 = \frac{v(\rho=1)}{\rho_{1med}} = \frac{146}{4,89} = 29,9 \text{ m/s}$$

Această valoare se încadrează în domeniul vitezelor recomandate pentru conductele de abur.

• 6. Se determină căderea de temperatură pe tronsonul 1-2. În acest sens se aproximează o temperatură la ieșirea din tronsonul de conductă 1-2 considerând căderea de temperatură de 10 K/km.

$t_{2aprox} = t_1 - 10 \cdot l_{1-2}$ = 190 - 10·0,5 = 185 °C

- se determină temperatura medie a aburului pe tronsonul de conductă

$$t_{m1-2} = \frac{t_1 + t_{2aprox}}{2} = \frac{195+185}{2} = 187,5 \text{ °C}$$

- se determină presiunea medie a aburului pe tronsonul 1-2:

$$p_{m1-2} = \frac{p_1 + (p_1 - \Delta p_{1-2})}{2} = \frac{10\cdot10^5 + 10\cdot10^5 - 6,25\cdot10^4}{2} = 9,687\cdot10^5 \text{ Pa}$$

- se determină căldura masică a aburului la presiunea medie și temperatura medie utilizând diagrama din figura 11.2.7.

c_p = 2,5 kJ/kg·K

- la o grosime cunoscută a izolației (aleasă în prealabil în funcție de diametrul conductei și de temperatură medie a aburului pe tronson) se determină temperatura medie a stratului izolației termice.

Pentru exemplul de calcul s-a considerat montarea aeriană a conductei

$$t_m^{iz} = \frac{t_{m1-2} + t_{lz}}{2} = \frac{187,5+40}{2} = 113,7 \text{ °C}$$

- se determină căderea de temperatură pe tronson cu ajutorul relației:

$$\Delta t = \frac{2\pi(t_{m1-2} - t_0)\cdot L\cdot(1+\beta)\cdot\lambda}{\ln\frac{r_e}{r_i}\cdot G\cdot c_p} \text{ [K]} \qquad (11.2.15)$$

unde:

- t_0 este temperatura exterioară (+20 °C - vara), (t_{ec} = în exemplul de calcul, -15 °C iarna) și (+40 °C pentru amplasarea subterană în canale termice);

- r_e și r_i - razele, exterioară și

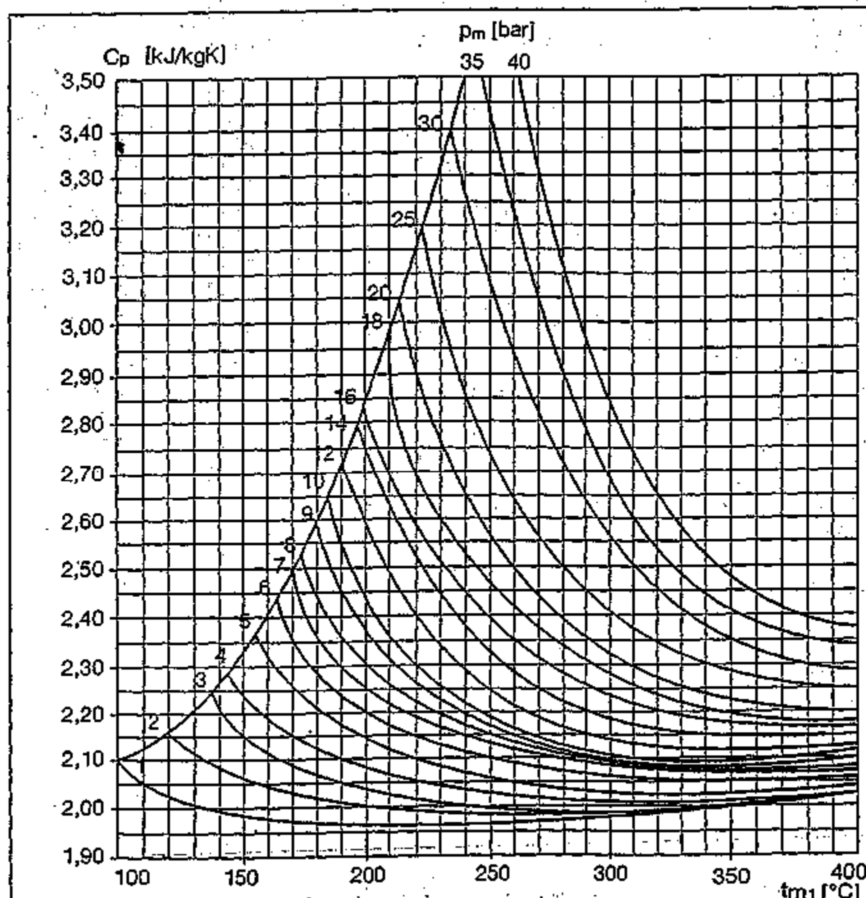


Fig. 11.2.7. Diagrama de variație a căldurii masice.

TABELUL 11.2.2. CALCULUL HIDRAULIC AL REȚELELOR DE ABUR

Nr. Crt.	Denumire tronson	Debit G [t/h]	Diam nom. [mm]	Lungimi L [m]	Lungimi Le [m]	Lungimi Lc [m]	Param. la începutul tronsonului ρ [kg/m³]	t [°C]	p [10⁵ Pa]	Parametrii la ρ=1 V [m/s]	Δps [Pa/m]	ρmed [kg/m³]	Parametrii la ρmed V [m/s]	Δp [Pa/m]	Δpir [10⁴ Pa]	Δt [°C]	Param. la sfârșitul tronsonului ρ [kg/m³]	t [°C]	p [10⁵ Pa]	δiz [mm]
1	1-2	100	500	500	200	700	4,88	190	10	146	345	4,73	30,86	72,8	5,1	1,63	4,61	188,3	9,49	120
2	2-3	85	400	300	120	420	4,61	188,37	9,49	185	700	4,597	40,24	152,2	7,9	0,8	4,554	187,9	8,70	120
3	2-4	22	200	200	80	280	4,61	188,37	9,49	190	1650	4,497	42,25	366,9	10	1,47	4,354	187,2	8,49	120

interioară, ale conductei izolate;

- λ - coeficientul de conductivitate termică ce se poate calcula cu relația:

$\lambda = 0,033 + 0,00018\ t_m^{iz}$ [W/m·K] (11.2.16)

Rezultă, în exemplul de calcul, o cădere de temperatură de:

$\Delta t = 1,6$ K

- se determină temperatura la ieșirea din tronsonul 1-2;

$t_2 = t_1 - \Delta t = 190 - 1,6 = 188,4$ °C

Întrucât valoarea obținută diferă de cea aproximată de 185 °C se reface calculul reevaluând temperatura t_2 chiar la temperatura obținută.

• 7. Se determină parametrii aburului la ieșirea din tronson:

$p_2 = 9,375 \cdot 10^5$ Pa

$t_2 = 188,37$ °C

$\rho_2^{aprox} = 4,57$ kg/m³

• 8. Se determină densitatea specifică medie a aburului pe tronsonul 1-2:

$$\rho_{m1-2} = \frac{\rho_1 + \rho_{2\,aprox}}{2} =$$

$$= \frac{4,88 + 4,57}{2} = 4,73 \text{ kg/m}^3$$

Pierderea specifică de sarcină pe tronson a aburului cu densitatea $\rho_{2\,aprox}$ rezultă:

$$\Delta p_{s1-2} = \frac{\Delta p\ (\rho=1)}{\rho_{med1-2}} = \frac{345}{4,73} = 72,88 \text{ Pa/m}$$

Viteza aburului cu ρ_{med1-2} rezultă

$$v_{1-2} = \frac{v\ (\rho=1)}{\rho_{med1-2}} = \frac{146}{4,73} = 30,86 \text{ m/s}$$

Pierderea totală de sarcină pe tronson rezultă;

$\Delta p_{1-2} = \Delta p_{s1-2} \cdot l_{c1-2} =$

$= 72,88 \cdot 700 = 5,1 \cdot 10^4$ Pa

Presiunea aburului la ieșirea din tronson rezultă:

$p_2 = p_1 - \Delta p_{1-2} = 10 \cdot 10^5 - 5,1 \cdot 10^4 =$

$= 9,49 \cdot 10^5$ Pa

$t_2 = 188,37$ °C

$\rho_2 = 4,61$ kg/m³

Se constată o diferență mică (care se încadrează în valorile recomandate) între densitatea apreciată $\rho_{2\,aprox} = 4,579$ kg/m³ și cea rezultată $\rho_2 = 4,61$ kg/m³.

Calculele pe tronsoanele 2-3 și 2-4 se efectuează similar.

În final, se apreciază înscrierea parametrilor de presiune și temperatură rezultați din calculul în valorile parametrilor ceruți prin temă la consumatori. Se va ține seama de recomandările generale enunțate anterior.

Calculele de dimensionare au fost sistematizate în tabelul 11.2.2.

11.3. Calculul termic al rețelelor termice

În procesul de exploatare și întreținere a rețelelor termice este importantă cunoașterea pierderilor de căldură, a căderilor de temperatură, a temperaturii la suprafața exterioară a izolației termice și a grosimii optime a acesteia; în esență, toate acestea sunt echivalente cu limitarea pierderilor de energie odată cu asigurarea parametrilor normali de funcționare.

11.3.1. Calculul pierderilor de căldură

Într-un sistem de alimentare cu căldură apar următoarele categorii de pierderi de căldură:

- datorată scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului;
- prin transfer termic de la agentul termic din conductele de transport și distribuție către mediul înconjurător.

11.3.1.1 Pierderi de căldură datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului

Se calculează cu relația:

$\Delta q_{fl} = D_{ad} \cdot c \cdot (t_{ad} - t_d)$ [W] (11.3.1)

în care:

– Δq_{fl} este pierderea de căldură prin scăpări de fluid [W];

D_{ad} - debitul masic al apei de adaos [kg/s];

- t_{ad} - temperatura medie a apei de adaos [°C] (circa 90...95 °C);

- t_d - temperatura medie a apei brute (apa netratată chimic) [°C] (circa 15...20 °C);

- c - căldura masică a apei [J/kg·K]

Debitul apei de adaos poate fi stabilit prin măsurări sau prin aplicarea relației:

$D_{ad} = 0,5 \cdot V_s/100$ [m³/h] (11.3.2)

în care: V_s este volumul de apă din sistem (rețea termică puncte de transformare a parametrilor-consumatori) [m³].

Pierderile de căldură datorate scăpărilor de fluid în regim de durată nu pot fi stabilite analitic datorită modului de funcționare aleator, fiind influențate de calitatea executării lucrărilor de reparații, de numărul de pompe în funcționare etc. Prin urmare, aceste pierderi se stabilesc pe baza măsurătorilor cantității apei de adaos introdusă în sistem (înregistrările contoarelor) și a regimului termic de funcționare a acestuia (temperatura apei brute și temperatura apei de adaos).

11.3.1.2 Pierderi de căldură prin transfer termic în mediul înconjurător

Calculul pierderilor de căldură se face aplicând relațiile clasice particularizate în funcție de situațiile specifice:

- tipul de izolație termică a conductelor: izolație cu saltele din vată minerală sau izolație din spumă rigidă de poliuretan;
- modul de amplasare: subteran sau aerian;
- regimul termic de funcționare pe durata de calcul în corelație cu parametrii climatici exteriori;
- starea izolației termice concretizată prin degradarea caracteristicilor fizice ce determină protecția termică a conductelor (gradul de degradare a izolației termice);
- diametrul și lungimea diferitelor tronsoane de conducte.

Expresia generală a pierderilor de căldură din conductele ce transportă agent termic este:

$$\Delta Q = q \cdot (1+\beta) \cdot L = \frac{t_m - t_0}{R} \cdot (1+\beta) \cdot L \quad [\text{W}] \qquad (11.3.3)$$

în care:

- q este pierderea specifică de căldură [W/m];
- t_m - temperatura medie a agentului termic [°C];
- t_0 - temperatura mediului înconjurător [°C];
- R - rezistența la transfer termic de la fluid la mediul înconjurător [m·K/W];
- L - lungimea conductei [m];
- β - coeficient de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin reazemele neizolate ale conductelor $\beta = 0,1...0,2$.

a) Pierderi de căldură ale conductelor montate suprateran (aerian)

Pentru o conductă pierderea de căldură specifică se calculează cu relația:

$$\Delta q = \frac{t_m - t_e}{R} \cdot (1+\beta) \quad [\text{W/m}] \qquad (11.3.4)$$

unde:

- t_e este temperatura aerului exterior [°C];
- R - rezistența la transfer termic a sistemului conductă + strat izolator [m·K/W]. Ceilalți termeni au semnificația cunoscută.

Rezistența la transfer termic R se determină cu relația:

$$R = R_i + R_{iz} + R_e =$$

$$= \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln\frac{D_{iz}}{D_e} + \frac{1}{\pi \cdot D_{iz} \cdot \alpha_e} \quad [\text{m·K/W}] \qquad (11.3.5)$$

unde:

- D_{iz} este diametrul exterior al izolației termice a conductei [m];
- D_i, D_e - diametrul interior, respectiv, exterior al conductei [m];
- λ_{iz} - conductivitatea termică a stratului izolator [W/m·K];
- α_i, α_e - coeficientul de transfer al căldurii prin convecție, de la fluid la suprafața interioară a conductei, respectiv, prin convecție și radiație de la conducta izolată la mediul ambiant [W/m²·K].

Primul termen al relației 11.3.5. (R_i - rezistența la transfer termic prin peretele conductei) este foarte mic și prin urmare el se neglijează în toate calculele tehnice.

Conductivitatea termică a stratului de izolație, în funcție de natura izolației și de temperatura medie a acesteia, se determină cu relațiile:

- vată minerală cochilii:
  $\lambda_{iz} = 0{,}059 + 0{,}000186 \cdot t_{miz}$ [W/m·K]
- vată minerală saltele:
  $\lambda_{iz} = 0{,}051 + 0{,}00016 \cdot t_{miz}$ [W/m·K]
- vată de sticlă:
  $\lambda_{iz} = 0{,}047 + 0{,}00031 \cdot t_{miz}$ [W/m·K]

Pentru α_e se pot folosi relațiile:

- pentru conducte situate în interiorul clădirii:

$\alpha_e = 9{,}4 + 0{,}052 \cdot (t_{iz} - t_i)$ [W/m²·K] (11.3.6)

- pentru conducte situate în exterior:

$$\alpha_e = 9{,}28 + 0{,}046 \cdot t_{iz} + 6{,}96 \cdot v^{1/2} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \qquad (11.3.7)$$

în care:

- t_i este temperatura aerului interior [°C];
- t_{iz} - temperatura suprafeței exterioare a izolației conductei [°C];
- v - viteza vântului [m/s].

În lipsa unor valori precise, pentru viteza vântului se pot lua valori de 5...10 m/s specifice zonelor climatice din țara noastră.

Pentru determinarea valorii rezistenței termice R se face un calcul iterativ, procedându-se astfel:

- se aproximează inițial t_{iz} și se calculează: t_{miz}, λ_{iz}, α_e, R_e, R_{iz}.

Temperatura medie a izolației t_{miz} se calculează cu o bună aproximație ca o medie aritmetică între temperatura pe suprafața interioară (ce acoperă conducta - deci poate fi considerată egală cu temperatura medie a fluidului) și temperatura pe suprafața exterioară a izolației t_{iz}. Pentru această temperatură medie se calculează și celelalte mărimi.

- din ecuația de bilanț termic,

$$\frac{t_m - t_e}{R_e + R_{iz}} = \frac{t_m - t_{iz}^{(1)}}{R_{iz}} \quad [\text{W/m}] \qquad (11.3.8)$$

se determină valoarea reală a temperaturii izolației termice la suprafața exterioară, la prima iterație indicele (1):

$$t_{iz}^{(1)} = t_m - \frac{t_m - t_e}{R_e + R_{iz}} \cdot R_{iz} \quad [°\text{C}] \qquad (11.3.9)$$

- se compară temperatura izolației dedusă cu relația 11.3.9 cu aceea aproximată. Valoarea este considerată bună dacă este îndeplinită condiția:

$$-3\% \le \left| \frac{t_{iz}^{(1)} - t_m}{t_{iz}} \right| \le 3\%$$

Dacă condiția nu este satisfăcută se realege t_{iz}.

- cu relația 11.3.4 se calculează pierderea specifică de căldură Δq.

Exemplu de calcul

Se cere să se determine pierderile de căldură specifice ale unei conducte amplasată aerian, într-o zonă cu temperatura aerului $t_e = +2$ °C și o viteză a vântului: $v = 5$ m/s. Diametrul conductei este DN 300 ($D_e = 325$ mm x 8 mm), iar grosimea stratului de izolație termică este $s = 80$ mm. Agentul termic transportat este apa caldă având temperatura $t_f = 100$ °C

Ipoteza simplificatoare: se neglijează transferul de căldură prin convecție de la fluid la suprafața interioară a conductei utile.

Rezolvare

1. Se aproximează inițial temperatura exterioară a stratului de izolație: $t_{iz} = 20$ °C;
2. Se determină, pe baza acestei temperaturi, celelalte mărimi necesare calculului rezistențelor de transfer termic:

- conductivitatea termică a izolației:

$\lambda_{iz} = 0{,}059 + 0{,}000186 \cdot t_{miz} =$
$= 0{,}059 + 0{,}000186 \cdot 60 = 0{,}07$ W/m·K

unde: $t_{miz} = 60$ °C este temperatura medie a izolației, calculată ca o medie aritmetică între temperatura la suprafața interioară considerată ca fiind egală cu temperatura agentului termic ($t_m = 100$ °C) și temperatura la suprafața exterioară aproximată ($t_{iz} = 20$ °C).

- coeficientul de transfer termic prin convecție de la izolație la aerul exterior:

$\alpha_e = 9{,}28 + 0{,}046 \cdot t_{iz} + 6{,}96 \cdot v^{1/2} =$
$= 9{,}28 + 0{,}046 \cdot 20 + 6{,}96 \cdot 5^{1/2} =$
$= 25{,}76$ W/m²·K

3. Se determină rezistențele la transfer termic:

$$R_e = \frac{1}{\pi \cdot D_{iz} \cdot \alpha_e} = \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}485 \cdot 25{,}76} = 0{,}025 \text{ m·K/W}$$

$$R_{iz} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln\frac{D_{iz}}{D_e} = \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}07} \cdot \ln\frac{0{,}485}{0{,}325} = 0{,}91 \text{ m·K/W}$$

4. Se verifică temperatura la suprafața izolației:

$$t_{iz} = \frac{R_e \cdot t_m + R_{iz} \cdot t_e}{R_{iz} + R_e} = \frac{0{,}025 \cdot 100 + 0{,}91 \cdot 2}{0{,}025 + 0{,}91} = 4{,}62 \text{ °C}$$

Deoarece valoarea rezultată pentru temperatura la suprafața izolației este mult diferită de temperatura pe care am presupus-o inițial se reia calculul cu noua valoare $t_{iz} = 5$ °C;

- conductivitatea termică a izolației:

$\lambda_{iz} = 0{,}059 + 0{,}000186 \cdot t_{miz} =$
$= 0{,}059 + 0{,}000186 \cdot 52{,}5 = 0{,}068$ W/m·K

unde: $t_{miz} = 52{,}5$ °C este temperatura medie a izolației.

- coeficientul de transfer termic prin convecție de la izolație la aerul exterior:

$\alpha_e = 9{,}28 + 0{,}046 \cdot t_{iz} + 6{,}96 \cdot v^{1/2} =$
$= 9{,}28 + 0{,}046 \cdot 5 + 6{,}69 \cdot 5^{1/2} =$
$= 25{,}07$ W/m²·K

- Se determină rezistențele la transfer termic:

$$R_e = \frac{1}{\pi \cdot D_{iz} \cdot \alpha_e} = \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}485 \cdot 25{,}07} = 0{,}026 \text{ m·K/W}$$

$$R_{iz} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln\frac{D_{iz}}{D_e} = \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}068} \cdot \ln\frac{0{,}485}{0{,}325} = 0{,}93 \text{ m·K/W}$$

- Se verifică temperatura la suprafața izolației:

$$t_{iz} = \frac{R_e \cdot t_m + R_{iz} \cdot t_e}{R_{iz} + R_e} = \frac{0{,}026 \cdot 100 + 0{,}93 \cdot 2}{0{,}026 + 0{,}93} = 4{,}56 \text{ °C}$$

Deci, cu o eroare minimă sub 3 %, se poate considera că temperatura la suprafața exterioară a izolației este $t_{iz} = 5$ °C

Se calculează pierderea specifică de căldură:

$$\Delta q = \frac{t_f - t_e}{R_{iz} + R_e} = \frac{100 - 2}{0{,}026 + 0{,}93} = 97{,}4 \text{ W/m}$$

b) Pierderi de căldură ale conductelor montate subteran în canale

Pentru calculul pierderilor de căldură ale conductelor pozate subteran în canale (fig. 11.3.1) sunt necesare următoarele date de bază:

- diametrul conductelor;
- dimensiunile canalului termic;
- adâncimea de pozare h a canalului subteran [m];
- grosimea izolației termice a fiecărei conducte;
- starea izolației (executată și întreținută normal, tasată, umedă etc.)
- temperatura la suprafața solului t_s;
- natura solului λ_s;
- lungimea traseului de conducte.

Se determină succesiv:

1. diametrul echivalent al canalului termic $D_{ec(e)(i)}$ pentru suprafața exterioară (e) și interioară (i):

$$D_{ec(e)(i)} = 4 \cdot S_{e(i)} / P_{e(i)} \quad [\text{m}] \qquad (11.3.10)$$

unde:

- $S_{e(i)}$ este suprafața secțiunii transversale exterioare (interioare) a canalului;
- $P_{e(i)}$ - perimetrul secțiunii transversale exterioare (interioare) a canalului.

2. coeficientul de conductivitate termică a izolației.

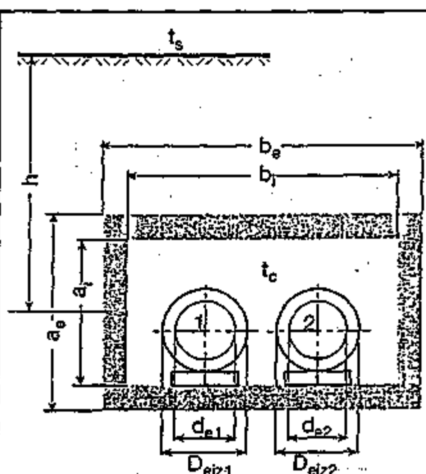


Fig. 11.3.1. Conducte montate subteran, în canal termic.

Se apreciază temperatura medie a stratului izolant pentru fiecare din cele două conducte: t_{miz1}, t_{miz2}, pentru care se determină λ_{iz}, utilizând metodologia de calcul indicată la cap. 11.3.1.2 a.

3. coeficientul global de transfer de la agentul termic la aerul din canal:

$$k=\frac{1}{R}=\frac{1}{\frac{1}{\pi\cdot D_{eiz}\cdot\alpha_c}+\frac{1}{2\pi\cdot\lambda_{iz}}\cdot\ln\frac{D_{iz}}{d_e}}\ \text{[W/m·K]} \quad (11.3.11)$$

unde:

- D_{eiz} este diametrul exterior al conductei izolate [m];
- d_e - diametrul exterior al conductei utile [m];
- α_c - coeficientul de transfer termic prin convecție de la suprafața izolației la aerul din interiorul canalului α_c = 10,5 W/m²·K.

4. rezistența termică a aerului din analul termic (la peretele canalului):

$$R_{ac}=\frac{1}{\pi\cdot D_{ec}\cdot\alpha_c}\ \text{[m·K/W]} \quad (11.3.12)$$

5. rezistența termică a solului:

• când $h/D_{ece}\le 2$, atunci:

$$R_{sol}=\frac{1}{2\pi\lambda_{sol}}\cdot\ln\frac{2h+\sqrt{4h^2-D_{ece}^2}}{D_{ece}}\ \text{[m·K/W]} \quad (11.3.13)$$

• când $h/D_{ece}\ge 2$, relația devine:

$$R_{sol}=\frac{1}{2\pi\lambda_{sol}}\cdot\ln\frac{4h}{D_{ece}}\ \text{[m·K/W]} \quad (11.3.14)$$

Pentru coeficientul de conductivitate termică a solului se pot lua valorile:

- sol afânat uscat - λ_s = 0,8 ÷ 1 W/m·K
- sol umed legat - λ_s = 2 ÷ 2,5 W/m·K
- sol jilav nelegat - λ_s = 1,1 ÷ 1,5 W/m·K

6. rezistența termică a canalului

$$R_c=\frac{1}{2\pi\lambda_b}\cdot\ln\frac{D_{ece}}{D_{eci}}\ \text{[m·K/W]} \quad (11.3.15)$$

unde:

- $D_{ec\,e(i)}$ - vezi relația (11.3.10);
- λ_b - conductivitatea termică a betonului din care este realizat canalul termic:
- pentru beton simplu: λ_b = 1,27 Wm·K;
- pentru beton armat: λ_b = 1,54 W/m·K

7. rezistența termică a sistemului canal termic - sol, cu relația:

$$R_0 = R_{ac} + R_c + R_{sol}\ \text{[m·K/W]} \quad (11.3.16)$$

8. temperatura aerului din canal, cu ajutorul relației:

$$t_c=\frac{\frac{t_1}{R_1}+\frac{t_2}{R_2}+\frac{t_{sol}}{R_0\cdot(1+\beta)}}{\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_0}}\ [°C] \quad (11.3.17)$$

unde:

- R_1, R_2 sunt rezistențele la transfer termic ale conductelor 1 și 2, calculate cu relația 11.3.5;
- t_1, t_2 - temperaturile medii ale agenților termici;
- t_{sol} - temperatura la suprafața solului.

9. pierderile de căldură specifice Δq, pentru fiecare conductă, pe baza relației generale:

$$\Delta q = k\cdot(t_m - t_c)\cdot(1+\beta)\ \text{[W/m]} \quad (11.3.18)$$

Exemplu de calcul

Se cere să se determine pierderile de căldură ΔQ pentru două conducte montate într-un canal termic subteran (fig. 11.3.1.) în lungime L = 1000 m. Conductele au diametrele egale 2 x D_n 800 (820 x 8 mm) și sunt izolate termic cu saltele din vată minerală cu grosimea s_1 = 60 mm și s_2 = 30 mm. Starea izolației este: normal executată și întreținută. Agentul termic transportat (apa caldă) are parametrii: t_1 = 70 °C; t_2 = 40 °C. Canalul este de zidărie din beton având gabaritul interior: $a_i \times b_i$ = = 2800 x 1500 mm, cu pereții de δ = 100 mm grosime, fiind montat la o adâncime de pozare: h = 1,5 m. Temperatura solului la adâncimea de pozare este t_{sol} = +5 °C; natura solului: nisipos, umiditate medie, λ_{sol} = 2,3 W/m·K. Coeficientul de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin reazemele neizolate ale conductelor β = 0,2.

Ipoteza simplificatoare: se neglijează transferul de căldură prin convecție de la fluid la suprafața interioară a conductei utile.

Rezolvare

Se determină:

1. Diametrul echivalent al canalului:

• interior: $D_{eci}=\frac{4S_i}{P_i}=\frac{4(2{,}8\cdot1{,}5)}{2(2{,}8+1{,}5)}=1{,}95$ m

• exterior: $D_{ece}=\frac{4S_e}{P_e}=\frac{4(3\cdot1{,}7)}{2(3+1{,}7)}=2{,}17$ m

2. Coeficientul de conductivitate termică a izolației:

- temperaturile medii ale izolației sunt:

t_{miz1} = 40 °C; t_{miz2} = 20 °C;

Aceste temperaturi au fost obținute printr-o aproximare inițială urmată de un calcul iterativ conform metodologiei indicate în § 11.3.1.2 a.

Deci:

λ_{iz1} = 0,059 + 0,000186·t_{miz1} =
= 0,059 + 0,000186·40 = 0,066 W/m·K

λ_{iz2} = 0,059 + 0,000186·t_{miz2} =
= 0,059 + 0,000186·20 = 0,063 W/m·K

3. Coeficienții globali de transfer termic:

$$k_1=\frac{1}{\frac{1}{\pi\cdot D_{eiz1}\cdot\alpha_c}+\frac{1}{2\pi\cdot\lambda_{iz1}}\cdot\ln\frac{D_{eiz1}}{d_{e1}}}=\frac{1}{\frac{1}{3{,}14\cdot0{,}94\cdot10{,}5}+\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot0{,}066}\ln\frac{940}{820}}=2{,}76\ \frac{W}{m\cdot K}$$

$$k_2=\frac{1}{\frac{1}{\pi\cdot D_{eiz2}\cdot\alpha_c}+\frac{1}{2\pi\cdot\lambda_{iz2}}\cdot\ln\frac{D_{eiz2}}{d_{e2}}}=\frac{1}{\frac{1}{3{,}14\cdot0{,}88\cdot10{,}5}+\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot0{,}063}\ln\frac{880}{820}}=4{,}73\ \frac{W}{m\cdot K}$$

Rezistențele termice:

$R_1=\frac{1}{k_1}=0{,}362$ m·K/W și

$R_2=\frac{1}{k_2}=0{,}21$ m·K/W

4. Rezistența termică a aerului din canalul termic:

$$R_{ac}=\frac{1}{\pi\cdot D_{eci}\cdot\alpha_c}=\frac{1}{\pi\cdot1{,}95\cdot10{,}5}=0{,}015\ \frac{m\cdot K}{W}$$

5. Rezistența termică a solului:

$$R_{sol}=\frac{1}{2\pi\lambda_{sol}}\cdot\ln\frac{2h+\sqrt{4h^2-D_{ece}}}{D_{ece}}=\frac{1}{2\cdot\pi\cdot2{,}3}\cdot\ln\frac{2\cdot1{,}5+\sqrt{4\cdot1{,}5^2-2{,}17}}{2{,}17}=0{,}066\ \text{m·K W}$$

6. Rezistența termică a canalului:

$$R_c=\frac{1}{2\pi\cdot\lambda_b}\cdot\ln\frac{D_{ece}}{D_{eci}}=\frac{1}{2\pi\cdot1{,}3}\ln\frac{2{,}17}{1{,}95}=0{,}013\ \text{m·K/W}$$

7. Rezistența termică a sistemului:

$R_0 = R_{ac} + R_{sol} + R_c$ =
=0,015+0,066+0,013=0,094 m·K/W

8. Temperatura aerului din canal:

$$t_c=\frac{\frac{t_1}{R_1}+\frac{t_2}{R_2}+\frac{t_{sol}}{R_0\cdot(1+\beta)}}{\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_0}}=\frac{\frac{70}{0{,}362}+\frac{40}{0{,}21}+\frac{5}{0{,}094\cdot1{,}2}}{\frac{1}{0{,}362}+\frac{1}{0{,}21}+\frac{1}{0{,}094\cdot1{,}2}}=26{,}12\ °C$$

9. Pierderile specifice de căldură:

$\Delta q_1 = k_1\cdot(t_1 - t_c)\cdot(1+\beta)$ =
= 2,76 · (70 - 26,12) · 1,2 =
= 145,33 W/m

$\Delta q_2 = k_2\cdot(t_2 - t_c)\cdot(1+\beta)$ =
= 4,73 · (40 - 26,12) · 1,2 =
= 78,8 W/m

- pierderile specifice totale:

$\Delta q = \Delta q_1 + \Delta q_2$ =
= 145,33 + 78,8 = 224,13 W/m

Pierderea totală de căldură pentru tronsonul de conducte având lungimea L = 1000 m este:

$\Delta Q = \Delta q\cdot L$ = 224 130 W

c) Pierderi de căldură ale conductelor montate direct în pământ

Cazul 1. Conducta unică:

Pierderea de căldură specifică pentru o conductă preizolată montată direct în pământ (fig. 11.3.2), se calculează cu

relația:

$$\Delta q=\frac{k\cdot(t_m-t_s)}{1+k\cdot R_s}\quad [\text{W/m}] \qquad (11.3.19)$$

unde coeficientul global de transfer termic de la agentul termic la suprafața solului k se calculează cu relația:

$$k=\frac{1}{R_{iz}+R_m}=\frac{1}{\frac{1}{2\pi\lambda_{iz}}\cdot\ln\frac{D_{iz}}{D}+\frac{1}{2\pi\lambda_m}\cdot\ln\frac{D_{em}}{D_{iz}}}\quad [\text{W/m·K}] \qquad (11.3.20)$$

în care:

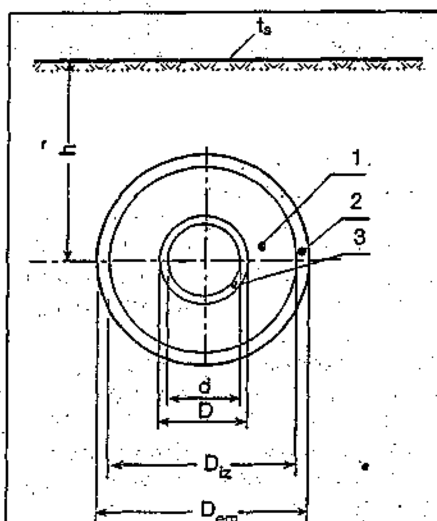


Fig. 11.3.2. Conductă preizolată unică montată direct în pământ:
1 - izolație; 2 - manta de protecție;
3 - conductă din oțel.

- D_{iz}, D_{em} este diametrul interior, exterior al mantalei de protecție a conductei preizolate (diametrul interior al mantalei de protecție este considerat egal cu diametrul exterior al izolației) [m];
- d, D - diametrul interior, exterior al conductei (diametrul exterior al conductei este considerat egal cu diametrul interior al izolației) [m];
- D, D_{iz} - diametrul interior, exterior al izolației [m];
- λ_{iz} - conductivitatea termică a izolației (din poliuretan) [W/m·K];
- λ_m - conductivitatea termică a mantalei protectoare (din P.V.C.) [W/m·K];

Pentru izolație din polyuretan la temperatura medie t_{miz} = 50 °C și densitatea $\rho_{P.U.R.}$ = 80...90 kg/m³: λ_{iz} = 0,027 W/m·K.

Pentru mantaua de protecție din P.V.C. la 20 °C: λ_{iz} = 0,44 W/m·K;

În expresia coeficientului global de transfer termic poate să apară și rezistența la transfer termic de la agentul termic la peretele conductei, însă este foarte mică și, de aceea, se neglijează în calculele tehnice (§ 11.3.1.1.). Din aceleași considerente se poate neglija și rezistența la transfer termic a mantalei de protecție, R_m.

Rezistența termică a solului se determină astfel:

- pentru: $h/D_{em} \le 2$.

$$R_s=\frac{1}{2\pi\lambda_s}\ln\left[\frac{2h}{D_{em}}+\sqrt{\left(\frac{2h}{D_{em}}\right)^2-1}\right]\quad [\text{m·K/W}] \qquad (11.3.21)$$

- pentru $h/D_{em} \ge 2$, relația 11.3.21. devine:

$$R_s=\frac{1}{2\pi\lambda_s}\ln\frac{4h}{D_{em}}\quad [\text{m·K/W}] \qquad (11.3.22)$$

unde:
- h este adâncimea de pozare [m];
- λ_s - conductivitatea termică a solului [W/m·K]; (§ 11.3.1.2). Semnificațiile celorlalți termeni sunt cunoscute.

La stabilirea temperaturii t_s se au în vedere normele internaționale ISO/DIS 12241 care redau o dependență între temperatura la suprafața solului și temperatura aerului exterior la diferite valori ale umidității relative conform tabelului 11.3.1.

Din tabelul 11.3.1. rezultă:
$\Delta\theta = t_s - t_e$; $t_s = \Delta\theta + t_e$

Exemplu de calcul

- pentru t_e = -10 °C și o umiditate relativă a aerului 75% ⇒ $\Delta\theta$ = 3,2 °C.
t_s = -10 + 3,2 = -6,8 °C
- pentru t_e = 20 °C și o umiditate relativă a aerului 70% ⇒ $\Delta\theta$ = 5,6°C
t_s = 20 + 5,6 = 25,6 °C
- pentru t_e = 2 °C și o umiditate relativă a aerului 70% ⇒ $\Delta\theta$ = 4,6°C
t_s = 2 + 4,6 = 6,6 °C

În calculele privind pierderile de căldură în regim de durată (la temperaturi

Tabelul 11.3.1. Diferența de temperatură admisă între temperatura la suprafața solului și temperatura aerului exterior la diferite valori ale umidității relative a aerului

Temperatura aerului exterior [°C]	Umiditatea relativă a aerului [%]													
	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
-20	-	10,4	9,1	8,0	7,0	6,0	5,2	4,5	3,7	2,9	2,3	1,7	1,1	0,5
-15	12,3	10,8	9,6	8,3	7,3	6,4	5,4	4,6	3,8	3,1	2,5	1,8	1,2	0,6
-10	12,9	11,3	9,9	8,7	7,6	6,6	5,7	4,8	3,9	3,2	2,5	1,8	1,2	0,6
-5	13,4	11,7	10,3	9,0	7,9	6,8	5,8	5,0	4,1	3,3	2,6	1,9	1,2	0,6
0	13,9	12,2	10,7	9,3	8,1	7,1	6,0	5,1	4,2	3,5	2,7	1,9	1,3	0,7
2	14,3	12,6	11,0	9,7	8,5	7,4	6,4	5,4	4,6	3,8	3,0	2,2	1,5	0,7
4	14,7	13,0	11,4	10,1	8,9	7,7	6,7	5,8	4,9	4,0	3,1	2,3	1,5	0,7
6	15,1	13,4	11,8	10,4	9,2	8,1	7,0	6,1	5,1	4,1	3,2	2,3	1,5	0,7
8	15,6	13,8	12,2	10,8	9,6	8,4	7,3	6,2	5,1	4,2	3,2	2,3	1,5	0,8
10	16,0	14,2	12,6	11,2	10,0	8,6	7,4	6,3	5,2	4,2	3,3	2,4	1,6	0,8
12	16,5	14,6	13,0	11,6	10,1	8,8	7,5	6,3	5,3	4,3	3,3	2,4	1,6	0,8
14	16,9	15,1	13,4	11,7	10,3	8,9	7,6	6,5	5,4	4,3	3,4	2,5	1,6	0,8
16	17,4	15,5	13,6	11,9	10,4	9,0	7,8	6,6	5,4	4,4	3,5	2,5	1,7	0,8
18	17,8	15,7	13,8	12,1	10,6	9 2	7,9	6,7	5,6	4,5	3	2,6	1,7	0,8
20	18,1	15,9	14,0	12,3	10,7	9 3	8,0	6,8	5,6	4,6	3,6	2,6	1,7	0,8
22	18,4	16,1	14,2	12,5	10,9	9,5	8,1	6,9	5,7	4,7	3,6	2,6	1,7	0,8
24	18,6	16,4	14,4	12,6	11,1	9,6	8,2	7,0	5,8	4,7	3,7	2,7	1,8	0,8
26	18,9	16,6	14,7	12,8	11,2	9,7	8,4	7,1	5,9	4,8	3,7	2,7	1,8	0,9
28	19,2	16,9	14,9	13,0	11,4	9,9	8,5	7,2	6,0	4,9	3,8	2,8	1,8	0,9
30	19,5	17,1	15,1	13,2	11,6	10,1	8,6	7,3	6,1	5,0	3,8	2,8	1,8	0,9

Obs.: Zona marcată în tabel conține valorile parametrilor climatici uzuali.

exterioare medii lunare) se poate considera:

- t_s = ± 0 ... 6 °C - iarna
- t_s = 15 ... 25 °C - vara

Cazul 2. Sistem format din două conducte:

Pentru calculul pierderilor de căldură a două conducte montate direct în pământ (fig. 11.3.3), se procedează după cum urmează:

- se calculează pierderile specifice de căldură cu ajutorul relației 11.3.19, ca și cum fiecare din cele două conducte ar fi singulară;
- se calculează rezistența la transfer datorată influenței reciproce a celor două conducte;

$$R_{1,2}=\frac{1}{2\pi\lambda_s}\ln\sqrt{1+\frac{(2h)^2}{b^2}}\ \text{[m·K/W]} \quad (11.3.23)$$

unde b este distanța între axele celor două conducte măsurată pe orizontală [m];

- se determină un coeficient de corecție (impus de influența reciprocă a celor două conducte):

$$\varphi=\frac{\frac{1}{\Delta q_1}-\frac{R_{12}}{\Delta t_1}}{\frac{1}{\Delta q_2}-\frac{R_{12}}{\Delta t_2}} \quad (11.3.24)$$

- se calculează pierderile specifice de căldură corectate pentru fiecare din cele două conducte (ținând seama de influența reciprocă a conductelor), cu următoarele relații de calcul:

$$\Delta q_{1c}=\frac{\Delta q_1}{1+\varphi\cdot\Delta q_1\cdot\frac{R_{12}}{\Delta t_1}}\ \text{[W/m]} \quad (11.3.25)$$

$$\Delta q_{2c}=\frac{\Delta q_2}{1+\varphi\cdot\Delta q_2\cdot\frac{R_{12}}{\Delta t_2}}\ \text{[W/m]} \quad (11.3.26)$$

Exemplu de calcul

Cazul 1. Se cere să se determine pierderea de căldură specifică pentru o conductă montată direct în pământ având diametrul exterior d = 219 mm; diametrul exterior al mantalei de protecție este D = 315 mm (grosimea peretelui mantalei s = 8,5 mm).

Adâncimea de montare este h = 1 m, solul având un coeficient de conductivitate termică λ_s = 1,2 W/m·K. Conducta este izolată cu poliuretan, coeficientul de conductivitate termică a izolației fiind λ_{iz} = 1,2 W/m·K. De asemenea, se cunosc: temperatura la suprafața solului: t_s = 5 °C și temperatura agentului termic (apa fierbinte): t_1 = 150 °C.

Rezolvare

1.Se determină rezistența la transfer termic a solului:

$$R_s=\frac{1}{2\pi\lambda_s}\ln\left[\frac{2h}{D}+\sqrt{\left(\frac{2h}{D}\right)^2-1}\right]=$$

$$=\frac{1}{2\pi\cdot 1{,}2}\ln\left[\frac{2\cdot 1}{0{,}315}+\sqrt{\left(\frac{2\cdot 1}{0{,}315}\right)^2-1}\right]=$$

$$=0{,}175\ \text{m·K W}$$

2.Rezistența termică a izolației:

$R_{iz} = R_{P.U.R.} + R_{P.V.C.}$

$$R_{P.U.R}=\frac{1}{2\pi\cdot\lambda_{P.U.R}}\ln\frac{D_{iz}}{D}=$$

$$=\frac{1}{2\pi\cdot 0{,}027}\ln\frac{298}{219}=1{,}816\ \text{m·K/W}$$

$$R_{P.V.C}=\frac{1}{2\pi\cdot\lambda_{P.V.C}}\ln\frac{D_{em}}{D_{iz}}=$$

$$=\frac{1}{2\pi\cdot 0{,}16}\ln\frac{315}{298}=0{,}055\ \text{m·K/W}$$

3. Pierderea de căldură specifică a conductei este determinată ca fiind:

$$\Delta q=\frac{\Delta t}{R_{iz}+R_s}=\frac{t_1-t_s}{R_{iz}+R_s}=$$

$$=\frac{150-5}{2{,}046}=70{,}9\ \text{W/m}$$

Cazul 2. Se cere să se determine pierderile de căldură specifice pentru două conducte preizolate montate direct în pământ ținând seama de influența lor reciprocă, având diametrul exterior egal D = 219 mm; diametrul exterior al mantalei de protecție D_{em} = 315 mm (grosimea peretelui mantalei: s = 8,5 mm). Conductele sunt izolate cu poliuretan având un coeficient de conductivitate termică: λ_{iz} = 1,2 W/m·K. Adâncimea de pozare a conductelor este h = 1 m, iar coeficientul de conductivitate termică a solului: λ_s = 1,2 W/m·K.

Se mai cunosc temperatura la suprafața solului: t_s = 5 °C; temperatura agentului termic transportat (apă fierbinte): t_1 = 150 °C, t_2 = 70 °C; distanța între axele celor două conducte: b = 0,5 m;

Rezistențele la transfer termic sunt : R_1 = 2,046 m·K/W; R_2 = 2,153 m·K/W (în cazul în care aceste valori nu sunt cunoscute, ele se determină conform exemplului de calcul 5, cazul 1).

Rezolvare

1. Se determină pierderile specifice de căldură ale fiecăreia din cele două conducte:

$$\Delta q_1=\frac{\Delta t_1}{R_1}=\frac{150-5}{2{,}046}=70{,}9\ \text{m·K/W}$$

$$\Delta q_2=\frac{\Delta t_2}{R_2}=\frac{70-5}{2{,}153}=30{,}2\ \text{m·K/W}$$

2. Se calculează rezistența la transfer termic datorată influenței reciproce a celor două conducte:

$$R_{12}=\frac{1}{2\pi\lambda_{sol}}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2h}{b}\right)^2}=$$

$$=\frac{1}{2\pi\cdot 1{,}2}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2\cdot 1}{0{,}5}\right)^2}=0{,}225\ \frac{\text{m·K}}{\text{W}}$$

3. Coeficientul de corecție:

$$\varphi=\frac{\frac{1}{\Delta q_1}-\frac{R_{12}}{\Delta t_2}}{\frac{1}{\Delta q_2}-\frac{R_{12}}{\Delta t_1}}=\frac{\frac{1}{70{,}9}-\frac{0{,}225}{65}}{\frac{1}{30{,}2}-\frac{0{,}225}{145}}=0{,}337$$

4. Se calculează pierderile specifice de căldură corectate:

$$\Delta q_{1c}=\frac{1}{1+\varphi\cdot\Delta q_1\cdot\frac{R_{12}}{\Delta t_1}}=$$

$$=\frac{1}{1+0{,}337\cdot 70{,}9\cdot\frac{0{,}225}{145}}=0{,}96\ \Delta q_1$$

$$\Delta q_{2c}=\frac{1}{1+\frac{\Delta q_2}{\varphi}\cdot\frac{R_{12}}{\Delta t_2}}=$$

$$=\frac{1}{1+\frac{30{,}2}{0{,}337}\cdot\frac{0{,}225}{65}}=0{,}76\ \Delta q_2$$

Rezultă: Δq_{1c} = 68,1 W/m; Δq_{2c} = 23 W/m.

11.3.2. Calculul căderii de temperatură

Pierderea de căldură pentru conductele rețelelor de transport și distribuție a agentului termic se traduce în modificări ale parametrilor agentului termic transportat:

- pentru apă: scăderea temperaturii;
- pentru abur: scăderea temperaturii și presiunii.

Căderea de temperatură pe un tronson de conductă se calculează în funcție de pierderea de căldură și debitul agentului termic transportat pe tronsonul respectiv:

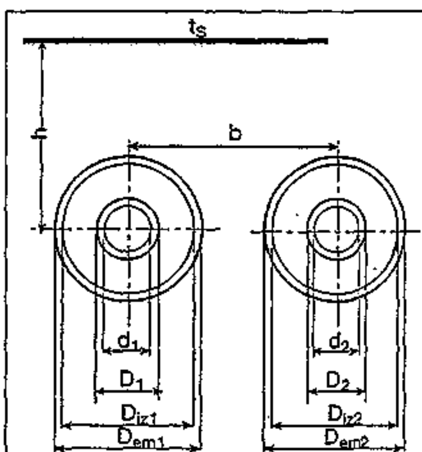


Fig. 11.3.3. Sistem format din două conducte preizolate montate direct în pământ.

$$\Delta t=\frac{\Delta Q}{c\cdot G}\ \text{[K]}\qquad(11.3.27)$$

unde:

- ΔQ este pierderea de căldură [W] (calculată cu relaţia 11.3.3);
- G - debitul total de agent termic transportat [kg/s];
- c - căldura masică a agentului termic [J/kg·K].

În general, valorile căderilor de temperatură se plasează în domeniul:

- (0,01...2) K/km, în funcţie de debitul de agent termic, pentru conductele de apă fierbinte montate subteran în canale termice;
- (0,02...3) K/km, în funcţie de debitul de agent termic, pentru conductele de apă fierbinte montate aerian;

În cazul aburului supraîncălzit, calculul căderii de temperatură se determină cu relaţia:

$$\Delta t = (t_1 - t_0)\cdot(1 - e^{-kL/Gc})\ [°C]\qquad(11.3.25)$$

în care:

- t_1 este temperatura iniţială a aburului [°C];
- t_0 - temperatura mediului ambiant [°C];
- G - debitul masic de abur [kg/h];
- L - lungimea conductei [m];
- k - coeficientul global de transfer termic de la abur la mediul ambiant raportat la unitatea de lungime [W/m·K]
- c - căldura masică a aburului [J/kg·K].

Se impune verificarea stării aburului la sfârşitul tronsonului; în acest sens temperatura aburului la sfârşitul tronsonului *(t_2)* trebuie să fie mai mare decât temperatura de saturaţie corespunzătoare presiunii *(p_2)*.

$$t_2 = t_1 - \Delta t;\ t_2 > t_{ab}$$

cu: t_{ab} - temperatura de saturaţie a aburului [°C] stabilită la presiunea p_{ab}.

11.3.3. Verificarea temperaturii la suprafaţa exterioară a izolaţiei termice

Atunci când se impune o anumită limită a temperaturii suprafeţei exterioare a izolaţiei t_{iz} (de regulă pe considerente de protecţie sanitară) este necesară verificarea acesteia.

Se foloseşte relaţia:

$$t_{iz}=\frac{R_e\cdot t_m+R_{iz}\cdot t_o}{R_e+R_{iz}}\quad [°C]\qquad(11.3.26)$$

cu: $R_e=\frac{1}{\pi D_{iz}\alpha_e}$ şi $R_{iz}=\frac{1}{2\pi\cdot\lambda_{iz}}\cdot\ln\frac{D_{iz}}{D_e}$

în care semnificaţiile mărimilor ce intervin sunt descrise în § 11.3.1.2.

Temperatura la suprafaţa izolaţiei t_{iz}, care rezultă, se compară cu valoarea limită admisă de norme (de ex., 50 °C). În cazul depăşirii temperaturii maxime admisă, se măreşte grosimea stratului izolator şi se reverifică.

Dacă este impusă o valoare finală a temperaturii agentului termic (de ex.: pentru aburul tehnologic), grosimea izolaţiei termice rezultă din explicitarea rezistenţei la trecerea căldurii de la fluid la aerul exterior *(t_e)*:

$$R=\frac{L}{G\cdot c}\cdot\ln\frac{t_{fin}-t_e}{t_{in}-t_e}\ [\text{m·K/W}]\qquad(11.3.27)$$

unde $R = R_e + R_{iz}$ (calculată cu relaţia 11.3.5.)

Se apreciază temperatura suprafeţei exterioare a izolaţiei calculându-se coeficientul de transfer termic prin convecţie de la conducta izolată la mediul ambiant, α_e.

$$R_{iz}=\frac{1}{2\pi\cdot\lambda_{iz}\cdot\ln\frac{D_{iz}}{d_e}}=$$

$$=R-\frac{1}{2\pi\cdot d_{iz}\cdot\alpha_e}\ [\text{m·K/W}]\qquad(11.3.28)$$

cu determinarea diametrului exterior al izolaţiei D_{iz} prin metoda analitică (calcul iterativ) sau prin metoda grafică prin reprezentarea celor doi membri ai egalităţii de mai sus. La intersecţia curbelor de variaţie a celor doi membri ai egalităţii se determină valoarea necesară diametrului exterior al izolaţiei D_{iz}. În final se verifică temperatura suprafeţei exterioare a izolaţiei cu relaţia:

$$t_{iz}=\frac{R_e\cdot t_i+R_{iz}\cdot t_{0_i}}{R_e+R_{iz}}\quad [°C]\qquad(11.3.29)$$

sau:

$$t_{iz}=\frac{R_e\cdot t_i+(R_i+R_{iz})\cdot t_{0_i}}{R_e+R_{iz}+R_i}\quad [°C]\qquad(11.3.30)$$

dacă se ţine seama şi de transferul de căldură prin convecţie de la fluid la suprafaţa interioară a conductei.

11.3.4. Calculul grosimii optime a stratului de izolaţie termică

Criteriul de bază pentru stabilirea grosimii optime a izolaţiei termice este cel al cheltuielilor anuale minime:

$$C = C_q + a\cdot I\quad [\text{lei/an}]\qquad(11.3.31)$$

unde:

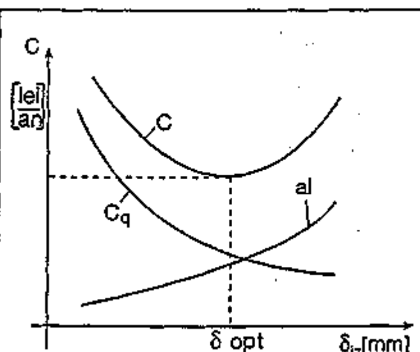


Fig. 11.3.4. Stabilirea grosimii optime a izolaţiei.

- a este coeficientul (rata) de amortizare a investiţiei (cu valori a = 0,3...0,4);
- I - investiţia aferentă izolaţiei termice;
- C_q - cheltuielile anuale pentru plata pierderilor de căldură;

$$C_q = \Delta Q\cdot t_q\qquad(11.3.32)$$

unde:

- t_q este tariful de vânzare a energiei termice;
- ΔQ - pierderile de căldură anuale aferente conductei pentru care se stabileşte grosimea optimă a izolaţiei.

Corespunzător cheltuielilor anuale minime se determină grosimea optimă a izolaţiei (fig. 11.3.4).

Grosimile optime ale izolaţiei pentru diverse diametre ale conductelor din oţel sunt prezentate în tabelul 11.3.2.

Observaţii:

La conductele de apă fierbinte, grosimea izolaţiei conductei de ducere este cuprinsă în domeniul 30 ...80 mm, iar pentru conducta de întoarcere, izolaţia are grosimea aproximativ egală cu jumătate din grosimea izolaţiei conductei de ducere.

Pentru amplasarea supraterană, grosimea izolaţiei este de 1,5 ori mai mare decât cea pentru aceleaşi diametre amplasate subteran.

11.4. Calculul mecanic al reţelelor termice

11.4.1. Consideraţii privind calculul mecanic

Calculul mecanic al ansamblului unei reţele termice cu conducte din oţel ţine seama de stările de tensiune în materialul conductei reţelei, generate

Tabelul 11.3.2. Grosimi optime ale izolaţiei

Dn	De	Conducte subterane monta- în canal – Grosimea izolaţiei [mm] – ducere	Conducte subterane monta- în canal – Grosimea izolaţiei [mm] – întoarcere	Conducte aeriene – Grosimea izolaţiei [mm] – ducere	Conducte aeriene – Grosimea izolaţiei [mm] – întoarcere
1200	1219	60	30	90	50
1100	1116	60	30	90	50
1000	1016	60	30	90	50
900	914	60	30	90	50
800	813	50	30	90	50
700	711	50	30	90	50
600	609	50	30	90	50
500	508	50	30	90	50
400	406	50	30	80	50
300	325	40	20	80	50
250	273	40	20	60	30
200	219	40	20	60	30

de sarcini (încărcări) cu acțiune:

- permanentă: provenind, în general, din greutatea conductelor și armăturilor;
- temporară (cvasi-permanentă): determinate de vânt, de frecarea pe reazemele mobile și în compensatoarele axiale, de presiunea internă, de pretensionare etc.;
- temporară (variabilă): provenite din încălzirea neuniformă rapidă a conductelor, tasarea unor reazeme mobile etc.;
- accidentală - în eventualitatea unor seisme sau la închiderea bruscă a unor vane.

În calculul mecanic al rețelelor termice se au în vedere:

- calculul grosimii pereților de conductă pe baza tensiunii generate de presiunea internă;
- calculul distanțelor între reazemele mobile;
- verificarea deplasării în zona coturilor și a tensiunii de încovoiere datorită deformației termice pentru configurațiile naturale clasice în formă de „L" și „Z".
- calculul compensatoarelor curbate în formă de „U";
- calculul compensatoarelor lenticulare;
- calculul forțelor ce acționează asupra reazemelor fixe ale conductelor;
- verificarea rezistenței țevilor în secțiunea de solicitare maximă.

11.4.2. Calculul grosimii pereților conductelor

Conform instrucțiunilor de proiectare oficiale (Instrucțiuni RT-1 M.E.E.-I.S.P.E) calculul de rezistență a conductelor termice este fundamentat pe metoda tensiunii mecanice admisibile.

Grosimea peretelui conductelor rezultă din relația:

$$s=\frac{p_i \cdot D_i}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_a}+c \quad [\text{cm}] \qquad (11.4.1)$$

în care:

- p_i este presiunea interioară maximă de funcționare (presiunea nominală) [daN/cm²];
- D_i - diametrul interior al țevii (care se poate asimila cu diametrul nominal) [cm];
- φ - coeficientul de calitate a sudurii depinzând de tehnologia de sudură aplicată la realizarea conductei (cu valori cuprinse între 0,8 și 1);
- σ_a - rezistența admisibilă a materialului aferentă solicitării determinate de presiunea interioară pe direcția tangențială [daN/cm²], în funcție de calitatea materialului:

$\sigma_a = \sigma_r / c_s$ [daN/cm²] (11.4.2)

unde:

- σ_r este rezistența la rupere a materialului [daN/cm²];
- c_s - coeficientul de siguranță, egal cu 3,75, pentru țevi trase și 3, pentru țevi sudate;
- c - adaosul de coroziune și uzură egal cu 0,05 cm pentru diametre $Dn \le 250$ și de 0,1 cm pentru țevi cu $Dn > 250$.

În urma efectuării calculelor se aleg mărimile standard ale țevilor din producția curentă, grosimea peretelui conductelor fiind aleasă cea corespunzând valorii standard imediat superioare valorii rezultate prin calcul cu relația 11.4.1.

Calculul de verificare a tensiunii generate de presiunea interioară se face alegându-se o grosime a pereților conductelor din seria care se fabrică în mod curent, cu relația:

$$\sigma=\frac{p_i \cdot D_i}{2 \cdot \varphi \cdot (s-c)} \le \sigma_a \quad [\text{daN/cm}^2] \qquad (11.4.3)$$

Exemplu de calcul

Se calculează grosimea peretelui conductei cu diametrul *Dn* 900 care face parte dintr-un sistem de rețele termice în care presiunea nominală este *Pn* 16 daN/cm².

Marca oțelului din care este confecționată conducta este OLT 52, care are σ_r = 5 200 daN/cm² și coeficientul de siguranță c_s = 3.

Rezolvare

- Se calculează rezistența admisibilă σ_a: $\sigma_a = \sigma_r / c_s$ = 5 200/3 = 1700 daN/cm²
- Se calculează grosimea „s" cu relația 11.4.1:

$$s=\frac{p_i \cdot D_i}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_a}+c=\frac{16 \cdot 90}{2 \cdot 0{,}85 \cdot 1700}+0{,}1=0{,}598 \text{ cm}$$

unde s-a considerat adaosul de coroziune c = 0,1, iar coeficientul de calitate a sudurii φ = 0,85.

- Se alege din STAS 6898 conducta de diametru *Dn* 900 cu grosimea peretelui de 7,1 mm (914 x 7,1 mm)

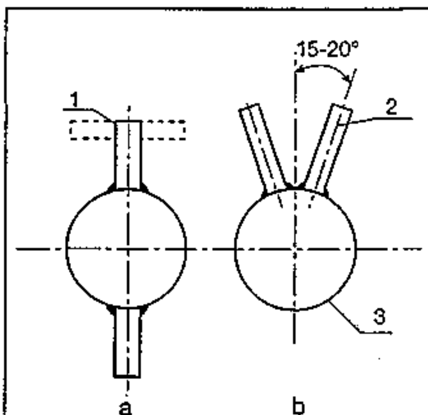


Fig. 11.4.1. Soluții de mărire a autoportanței conductelor:
a - sudarea unui profil metalic;
b - sudarea a două nervuri din tablă;
1 - profil metalic; 2 - nervuri; 3 - conductă.

11.4.3. Calculul distanței între reazemele mobile și fixe

Indiferent de tipul reazemelor mobile utilizate (cu frecare de alunecare sau frecare de rostogolire) distanța între aceste suporturi se determină cu relația pentru calculul la încovoiere a grinzilor continue cu sarcina uniform repartizată:

$$l=\sqrt{\frac{10 \cdot W \cdot \sigma_{ai}}{g_t}} \quad [\text{cm}] \qquad (11.4.4)$$

în care:

- σ_{ai} este rezistența admisibilă la încovoiere datorată greutății proprii [daN/cm²] cu valori cuprinse între 200 și 250 daN/cm² pentru pozarea conductelor în canale nevizitabile și în zona coturilor, indiferent de amplasare, iar în restul cazurilor (amplasare aeriană și în canale vizitabile) cu valori de 500...600 daN/cm²;
- W - modulul de rezistență al secțiunii conductei [cm³];
- g_t - greutatea totală a conductei, apei și izolației [daN/cm] - (informativ valorile pentru W și g_t sunt date în tabelul 11.4.1, pentru alte dimensiuni de conducte fiind necesar a se calcula după relațiile aplicate în rezistența materialelor);

În funcție de rezolvarea constructivă a reazemelor mobile, la conducte cu diametrul $Dn \ge 700$ există posibilitatea ca prin calcule suplimentare de consolidare a țevilor să se mărească distanța dintre reazemele mobile. Acest lucru se poate realiza prin creșterea momentului de inerție (a modulului de rezistență W) al secțiunii țevilor în zona momentelor de încovoiere maxime; în acest scop se sudează, în planul vertical al secțiunii țevii, fie o nervură din tablă cu grosimea de 10...30 mm și lățimea corespunzătoare, fie un profil metalic (fig. 11.4.1 a). Îmbunătățirea modulului de rezistență se face și prin sudare, în partea superioară a conductei, a două nervuri din tablă, în planuri făcând un unghi de 15...20° cu planul vertical (fig. 11.4.1 b). Introducerea unor susțineri intermediare cu tiranți constituie o altă soluție de mărire a

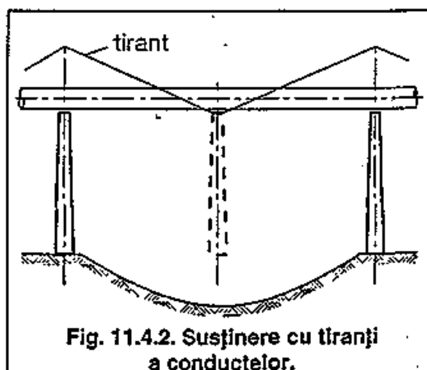


Fig. 11.4.2. Susținere cu tiranți a conductelor.

Tabelul 11.4.1 Date tehnice de calcul al conductelor de termoficare

Nr. crt	Diametrul Nominal Dn [mm]	Diametrul Exterior De [mm]	Grosimea peretelui țevii [mm]	Aria secțiunii transversale, [cm²] Peretele țevii Ap	Aria secțiunii transversale, [cm²] Liberă interioară Ai	Suprafața exterioară a țevii [m²/m]	Momentul de inerție, I [cm⁴]	Modulul de rezistență al țevii W, [cm³]	Greutatea conductei — În pozare subterană: Țeava [daN/m]	Apa [daN/m]	Grosimea izolației la ducere [mm]	Greutatea izolației cu două straturi de carton asfaltat [daN/m]	Total [daN/m]	Greutatea conductei — În pozare supraterană: Țeava [daN/m]	Apa [daN/m]	Grosimea izolației la ducere [mm]	Greutatea izolației protejată cu tablă zincată [daN/m]	Total [daN/m]
1	40	48	3,5	4,89	13,20	0,150	12,164	5,06	3,76	1,29	30	7,28	12,34	3,76	1,29	50	12,55	17,61
2	40	48	4,0	5,25	12,57	0,150	13,467	5,61	4,25	1,22	30	7,28	12,76	4,25	1,22	50	12,55	18,02
3	50	57	3,5	5,88	19,63	0,179	21,099	7,40	4,53	1,92	30	7,35	13,80	4,53	1,92	50	13,35	20,00
4	50	57	4,0	6,66	18,85	0,179	23,476	8,32	5,12	1,84	30	7,35	14,32	5,12	1,84	50	13,55	20,50
5	65	70	3,5	7,31	31,17	0,219	40,459	11,55	5,62	3,06	30	8,13	16,81	5,62	3,06	50	13,72	22,41
6	65	70	4,0	8,36	30,12	0,219	45,244	12,92	6,38	2,45	30	8,13	17,46	6,38	2,95	50	13,72	23,06
7	80	89	3,5	9,40	52,81	0,279	85,897	19,30	7,23	5,17	30	9,41	21,83	7,23	5,17	50	15,34	27,76
8	80	89	4,0	10,68	51,53	0,279	96,508	21,68	8,21	5,05	30	9,41	22,68	8,21	5,05	50	15,34	28,61
9	100	108	4,0	13,07	78,53	0,339	176,639	32,70	10,06	7,69	30	10,83	10,06	10,06	7,69	50	16,90	34,66
10	100	108	4,5	14,63	76,97	0,339	195,947	36,65	11,26	7,54	30	10,83	29,67	11,26	7,54	50	16,90	35,71
11	125	133	4,0	16,21	122,71	0,417	336,924	50,66	12,48	12,03	30	12,45	36,96	12,48	12,03	50	18,95	43,47
12	125	133	4,5	18,16	120,76	0,417	374,748	56,35	13,98	11,83	30	12,45	38,27	13,98	11,83	50	18,95	44,77
13	150	162	5,5	25,31	156,14	0,477	678,849	89,32	19,48	15,30	40	14,17	48,96	19,48	15,30	60	25,78	60,58
14	200	219	7,0	46,62	330,06	0,688	2617,36	239,02	35,88	32,35	50	26,48	94,73	35,88	32,35	80	41,90	110,15
15	200	219	8,0	53,03	326,65	0,688	2950,17	269,42	40,82	32,02	50	26,48	99,33	40,82	32,02	80	41,90	114,75
16	250	273	8,0	66,60	518,64	0,857	5841,29	427,93	51,26	50,85	50	30,90	133,00	51,26	50,85	80	47,89	150,01
17	250	273	9,0	74,64	510,70	0,857	6498,97	476,11	57,46	50,08	50	30,96	138,50	57,46	50,08	80	47,89	155,43
18	300	325	8,0	79,67	749,90	1,021	9996,09	615,14	61,32	73,53	60	41,65	176,50	61,32	73,53	90	54,65	189,52
19	300	325	9,0	89,34	740,23	1,021	11141,40	685,62	68,78	72,60	60	42,48	183,00	68,78	72,60	90	54,65	196,00
20	350	377	9,0	104,05	1012,23	1,184	11759,26	933,29	80,09	99,20	60	41,66	225,90	80,09	99,20	80	66,75	246,10
21	350	377	10,0	115,30	1000,98	1,184	19391,30	1028,71	88,75	99,20	60	41,66	233,30	88,75	99,20	90	66,75	253,60
22	400	419	7,0	90,60	1288,25	1,316	19195,60	916,23	69,62	126,30	60	50,44	246,30	69,62	126,30	90	71,82	267,70
23	400	419	8,0	103,29	1275,56	1,316	21780,40	1039,63	80,40	125,10	60	50,44	255,90	80,40	125,10	90	71,82	277,30
24	500	521	7,0	113,03	2018,86	1,636	37269,50	1430,7	88,25	197,90	60	59,98	346,20	88,25	197,90	90	84,06	370,30
25	500	521	8,0	128,93	2002,90	1,636	42,348,00	1625,6	100,02	196,40	60	59,98	356,40	100,02	196,40	90	84,06	380,50
26	600	620	8,0	153,81	2865,20	1,947	71895,90	2319,2	119,63	280,90	60	69,09	469,70	119,63	280,90	90	95,89	496,50
27	700	720	8,0	178,94	3892,50	2,261	113206,30	3146,1	149,22	381,70	60	78,62	600,50	140,22	381,70	90	107,88	629,80
28	800	820	8,0	204,08	5076,90	2,576	167913,70	4095,3	159,83	497,80	60	88,03	745,70	159,83	497,80	90	118,62	776,30
29	900	920	8,0	229,21	6418,40	2,890	237899,70	5171,7	180,43	629,40	60	97,45	907,20	180,43	629,40	90	131,87	941,70
30	1000	1020	8,0	254,34	7916,90	3,202	325045,90	6373,4	199,06	776,30	60	106,74	1081,20	199,06	776,30	90	143,88	1419,20
31	1100	1120	10,0	348,71	9503,30	3,516	536154,80	9574,2	275,80	931,80	60	113,70	1321,50	275,80	931,80	90	161,70	136,950
32	1200	1230	11,0	421,26	11461,03	3,862	781133,40	12960,5	333,25	1123,80	60	122,50	1579,70	333,25	1123,80	90	176,50	1633,60
33	1300	1330	12,0	496,88	13396,03	4,176	1077083,90	16196,7	393,12	1313,60	70	147,09	1853,80	393,12	1313,60	100	189,20	1895,90
34	1400	1430	13,0	578,72	15481,90	4,490	1450025,10	20280,1	457,90	1518,10	70	167,58	2143,70	457,90	1518,10	100	201,00	2177,00
35	1500	1530	14,0	666,38	17.709,60	4,804	2044832,70	26729,8	527,50	1736,60	70	177,48	2441,00	527,50	1736,00	100	215,70	2479,80

distanțelor dintre reazeme (fig. 11.4.2).

La calculul distanței între reazemele fixe este necesar să se țină seama de valoarea forțelor de reacțiune generate de compensatorul de dilatare existent între cele două reazeme fixe. Forța critică de flambaj (P_{cr}) se calculează considerând conducta încastrată în reazemul fix și articulată în compensator.

$$P_{cr}=\frac{\pi^2\cdot E\cdot I}{(0{,}7\cdot L)^2}=20{,}2\cdot\frac{E\cdot I}{L^2}\ \text{[daN]}\quad(11.4.5)$$

în care:

- E este modulul de elasticitate al materialului [daN/cm²];
- I - momentul de inerție al secțiunii conductei [cm⁴] (tab. 11.4.1);
- L - distanța între reazemul fix și compensator [cm].

Punând condiția ca forța critică de flambaj să fie superioară valorii forței de reacțiune a compensatorului se determină distanța limită între reazemul fix și compensator. Aceste distanțe limită sunt redate în tabelul 11.4.2. pentru compensatoarele curbate în formă de „U" și pentru cele axiale cu presgarnitură.

Exemplu de calcul

Se calculează distanța între suporturile mobile pentru o conductă cu Dn 900 (914 x 7,9 mm) amplasată suprateran.

Rezolvare

Aplicând relația 11.4.4. se obține:

$$l=\sqrt{\frac{10\cdot W\cdot\sigma_{aL}}{g_t}}=\sqrt{\frac{10\cdot 5171{,}73\cdot 600}{9{,}417}}=1815\ \text{cm}=18{,}15\ \text{m}$$

unde: W = 5171,7 cm³ (valoare preluată din tabelul 11.4.1. pentru țeava cu Dn 900); σ_{al} = 600 daN/cm² pentru conducte amplasate suprateran; iar g_t = 9,417 daN/cm (valoare preluată din tabelul 11.4.1. pentru conducte cu Dn 900 și amplasate suprateran).

11.4.4. Calculul configurațiilor natural elastice

11.4.4.1 Calculul unei configurații natural elastice în formă de „L"

Se consideră un sistem ABC fixat în extremitățile A și C (fig. 11.4.3) cu un unghi $\varphi = 90° + \beta$ între laturile sale.

Pentru a stabili starea de încărcare din funcționarea reală se consideră eliberată extremitatea A și deformarea configurației care face ca această extremitate să ajungă în A'. Starea reală se obține prin readucerea punctului A' în A prin introducerea unei forțe P și a momentului de încovoiere M_A (care reprezintă, de fapt, reacțiuni ale reazemului fix).

Etapele de calcul pot fi organizate în mod concret astfel:

- se calculează deplasările laterale maxime în zona cotului conductelor:

$$D_1=\alpha\cdot(t_f-t_0)\cdot L_1\frac{n+\sin\beta}{\cos\beta}\ \text{[m]}\quad(11.4.6\ a)$$

$$D_2=\alpha\cdot(t_f-t_0)\cdot L_1\frac{1+n\cdot\sin\beta}{\cos\beta}\ \text{[m]}\quad(11.4.6\ b)$$

în care:

- α este coeficientul de dilatare a materialului utilizat [mm/mm·K] (tab. 11.4.3.);
- t_f - temperatura fluidului în regim nominal [°C];
- t_0 - temperatura mediului ambiant în perioada de montare [°C];
- L_1, L_2 - valorile brațelor configurației [m]; n - raportul laturilor configurației ($n = L_2/L_1$);

Tabelul 11.4.2. Distanțele între suporturile mobile și fixe ale conductelor de termoficare

Nr. crt.	Diametrul nominal [mm]	Grosimea S [mm]	Distanțe între suporturile mobile, [m] — Compensatoare ⊓ — Canal nevizitabil	Compensatoare ⊓ — Canal vizitabil	Compensatoare ⊓ — Pozare suprateră	Compensatoare cu presetupă — Canal vizitabil (Numai pt cond. de apă fierbinte și condensat)	Compensatoare cu presetupă — Pozare suprateră (Numai pt cond. de apă fierbinte și condensat)	Distanțe între suporturile fixe, [m] — Compensatoare ⊓ — Canal nevizitabil	Compensatoare ⊓ — Canal vizitabil	Compensatoare ⊓ — Pozare suprateră	Compensatoare cu presetupă — Canal vizitabil (Numai pt cond. de apă fierbinte și condensat)	Compensatoare cu presetupă — Pozare suprateră (Numai pt cond. de apă fierbinte și condensat)	Observații
1	40	3,5	3,0	4,5	4,0	-	-	45	50	50	-	-	
2	50	3,5	3,5	5,0	4,5	-	-	50	55	55	-	-	
3	65	3,5	4,5	5,5	5,0	-	-	55	60	60	-	-	
4	80	3,5	5,0	5,5	6,0	-	-	65	70	70	-	-	
5	100	4,0	5,5	7,5	7,0	-	-	70	75	75	-	-	
6	125	4,0	6,0	8,5	8,0	7,0	6,5	75	80	80	65	65	ȚEVI TRASE
7	150	5,5	7,0	9,5	9,0	8,0	7,5	85	90	90	70	70	STAS 404
8	200	7,0	7,5	11,5	10,5	9,5	9,0	100	100	100	75	75	
9	250	8,0	8,5	13,0	12,0	11,0	10,5	100	105	105	85	85	
10	300	8,0	9,5	14,0	13,5	13,0	12,0	115	115	115	95	95	
11	350	9,0	11,0	15,0	14,5	14,0	13,5	115	135	135	105	105	
12	400	7,0	10,5	14,5	14,0	13,5	13,0	120	150	150	115	115	
13	500	7,0	10,5	15,5	15,0	13,5	13,0	125	160	160	130	130	
14	600	8,0	11,5	16,5	16,0	13,5	13,0	125	170	170	140	140	TEVI SUDATE
15	700	8,0	12,0	17,0	16,5	13,5	13,0	130	170	170	140	140	ELICOIDAL
16	800	8,0	12,5	18,0	17,5	14,5	14,0	130	180	180	150	150	STAS 6898
17	900	8,0	13,0	19,0	18,5	15,0	14,5	135	180	180	150	150	
18	1000	8,0	13,5	20,0	18,5	16,0	15,0	135	200	200	160	160	
19	1100	10,0	14,0	21,0	20,0	16,5	15,5	140	205	205	160	160	
20	1200	11,0	15,0	22,5	21,5	16,5	16,0	140	210	210	160	160	TEVI SUDATE
21	1300	12,0	15,5	24,0	23,0	17,0	16,5	150	215	215	160	160	LONGITUDINAL
22	1400	13,0	16,0	25,0	24,0	17,0	16,5	150	220	220	160	160	STAS 7656, 7657
23	1500	14,0	17,0	27,0	25,5	17,5	17,0	160	225	225	160	160	

- β - suplementul peste 90° al unghiului φ cuprins între brațele compensatorului.

Aceste deplasări se impun a fi mai mici decât valorile deplasărilor maxime admise (0,16...0,17 m) pentru a preîntâmpina căderea conductelor de pe reazeme sau apariția unor reacțiuni din partea pereților laterali ai canalelor termice în care sunt pozate conductele.

• se calculează deplasarea AA':

$$AA' = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \ [m] \qquad (11.4.7)$$

$$\Delta x = \varepsilon_t \cdot x_0 = \alpha \cdot L_2 \cdot \Delta T = \alpha \cdot nL_1 \cdot \cos\beta \cdot (t_f - t_0) \ [m] \qquad (11.4.8)$$

$$\Delta y = \varepsilon_t \cdot y_0 = \alpha \cdot L_2 \cdot \Delta T = \alpha \cdot L_1 \cdot (1 + n \cdot \sin\beta) \cdot (t_f - t_0) \ [m] \qquad (11.4.9)$$

• se calculează coordonatele centrelor de greutate ale tronsoanelor AB și BC

$$G_1\begin{Bmatrix} x_{G1} = 0 \\ y_{G1} = \dfrac{L_1}{2} \end{Bmatrix} \quad G_2\begin{Bmatrix} x_{G2} = \dfrac{1}{2}nL_1\cos\beta \\ y_{G2} = L_1 + \dfrac{1}{2}nL_1\sin\beta \end{Bmatrix} \qquad (11.4.10)$$

• se calculează momentele statice ale sistemului în raport cu axele x și y

$$M_{sx} = y_{G1} \cdot L_1 + y_{G2} \cdot L_2 \ [m^2] \qquad (11.4.11\ a)$$

$$M_{sy} = x_{G1} \cdot L_1 + x_{G2} \cdot L_2 \ [m^2] \qquad (11.4.11\ b)$$

• se calculează coordonatele centrului de greutate al sistemului:

$$\xi = \frac{M_{sy}}{L_1 + nL_1} \quad \eta = \frac{M_{sx}}{L_1 + nL_1} \qquad (11.4.12)$$

• se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x și y:

$$I_x = L_1^3 (1/3 + n + n^2 \cdot \sin\beta + 1/3 \cdot n^3 \cdot \sin^2\beta) \quad [m^3] \qquad (11.4.13\ a)$$

$$I_y = 1/3 \cdot (L_1^3 \cdot n^3 \cdot \cos^2\beta) \quad [m^3] \qquad (11.4.13\ b)$$

$$I_{xy} = L_1^3 (1/3 \cdot n^3 \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta + 1/3 \cdot n^2 \cos\beta) \quad [m^3] \qquad (11.4.13\ c)$$

• se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x_G și y_G:

$$I_{xG} = I_x - \eta^2 (L_1 + L_2) \quad [m^3] \qquad (11.4.14\ a)$$

$$I_{yG} = I_y - \xi^2 (L_1 + L_2) \quad [m^3] \qquad (11.4.14\ b)$$

$$I_{xyG} = I_{xyx} - \eta\, \xi\, (L_1 + L_2) \ [m^3] \qquad (11.4.14\ c)$$

• se calculează componentele X și Y

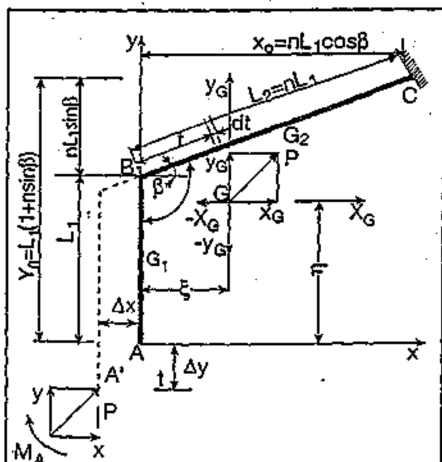


Fig. 11.4.3. Schema de calcul a configurației elastice în formă de „L".

(X_G și Y_G) care se obțin din relațiile generale:

$$X = EI\frac{\Delta x \cdot I_{y_G} + \Delta y \cdot I_{xy_G}}{I_{x_G} I_{y_G} - I_{xy_G}^2} \quad [daN] \qquad (11.4.15\ a)$$

$$Y = EI\frac{\Delta y \cdot I_{x_G} + \Delta x \cdot I_{xy_G}}{I_{x_G} I_{y_G} - I_{xy_G}^2} \quad [daN] \qquad (11.4.15\ b)$$

în care E este modulul de elasticitate longitudinal pentru oțelul din care este confecționată conducta [daN/cm²] (tab. 11.4.4.); I - momentul de inerție al secțiunii conductei [cm⁴] - (se pot utiliza informativ valori din tabelul 11.4.1);

• se calculează momentele de încovoiere în punctele A, B, C plasând forțele X și Y în centrul de greutate G al configurației;

$$M_A = X_G \cdot \eta - Y_G \cdot \xi \ [daN \cdot m] \qquad (11.4.16\ a)$$

$$M_B = X_G \cdot (\eta - L_1) - Y_G \cdot \xi \ [daN \cdot m] \qquad (11.4.16\ b)$$

$$M_C = Y_G \cdot (n\, L_1 \cos\beta - \xi) - X_G [L_1 (1 + n \sin\beta) - \eta] \qquad (11.4.16\ c)$$

• se calculează tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \le \sigma_{at} \quad [daN/cm^2] \qquad (11.4.17)$$

unde:

- σ_{at} este rezistența admisibilă a oțelului conductei (1000-1100 daN/cm²);
- W - modulul de rezistență al

Tabelul 11.4.3. Valorile coeficientului de dilatare liniară (α) pentru oțelurile utilizate curent în construcția de țevi [10⁻⁶ mm/m·K]

Nr. crt.	Marca oțelului	Standard	Interval de temperatură [°C]			
			20...100	20...200	20...300	20...400
1	OLT - 32	ROMANIA STAS - 2881	11,5	12,4	13,1	14,5
2	St - 34 - 2	GERMANIA DIN - 17100	11,8	12,2	13,0	13,3
3	OLT - 35	ROMANIA STAS - 2881	11,5	12,3	13,1	13,3
4	St - 37 - 2	GERMANIA DIN - 17100	11,2	12,1	12,8	13,4
5	OL - 38	ROMANIA STAS - 500	11,2	12,1	12,8	13,4
6	OL - 42	ROMANIA STAS - 500	11,1	12,0	12,5	13,5
7	OLT - 45	ROMANIA STAS - 2881	11,2	12,1	12,8	13,4
8	St - 50 - 2	GERMANIA DIN - 17100	11,1	-	12,7	-
9	St - 52 - 3	GERMANIA DIN - 17100	11,0	-	12,9	-

Tabelul 11.4.4. Valorile modulului de elasticitate longitudinal (E) pentru oțelurile utilizate curent în construcția de țevi [10⁶ daN/cm²]

Nr. crt.	Marca	Standard	Temperatura [°C]				
			20	100	200	300	400
1	OLT - 32	ROMANIA STAS 2881	2,07	2,10	1,86	1,56	1,44
2	St - 34 - 2	GERMANIA DIN - 17100	2,03	1,93	1,84	1,72	1,60
3	OLT - 35	ROMANIA STAS 2881	2,03	1,93	1,84	1,72	1,60
4	St - 37 - 2	GERMANIA DIN - 17100	2,02	1,87	1,79	1,70	1,61
5	OL - 38	ROMANIA STAS - 500	2,02	1,87	1,79	1,70	1,61
6	OL - 42	ROMANIA STAS 500	2,04	1,90	1,81	1,72	1,63
7	OLT - 45	ROMANIA STAS 2881	2,03	1,88	1,79	1,71	1,61
8	St - 50 - 2	GERMANIA DIN - 17100	2,01	2,01	1,90	1,79	1,71
9	St - 52 - 3	GERMANIA DIN - 17100	2,10	-	-	1,85	-

secțiunii conductei [cm³] - (tab.11.4.1);

Exemplu de calcul

Se verifică tensiunea maximă de încovoiere pentru configurația elastică în formă de „L" (fig. 11.4.3) având următoarele caracteristici constructive: conducta este din țeavă din oțel OL 38, diametrul conductei este Dn 600 (620 x 8 mm); lungimile brațelor configurației sunt $L_1 = L_2 = 40$ m, $\varphi = 110°$; $\beta = 20$ °; temperatura agentului termic $t_f = 150$ °C; temperatura de montare $t_0 = 0$ °C; $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ mm/m·K;

Rezolvare

Etapele calculului sunt următoarele:

• se calculează deplasările laterale din zona cotului configurației natural elastice:

$$\Delta y = \alpha \cdot (t_f - t_0) \cdot L_1 \frac{n + \sin\beta}{\cos\beta} =$$

$$= 12 \cdot 10^{-6} \cdot (150 - 0) \cdot 40 \cdot 10^2 \frac{1 + 0{,}34}{0{,}94} =$$

$$= 10{,}27 \text{ cm}$$

$$D_2 = \alpha \cdot (t_f - t_0) \cdot L_1 \frac{1 + n \cdot \sin\beta}{\cos\beta} =$$

$$= 12 \cdot 10^{-6} \cdot (150 - 0) \cdot 40 \cdot 10^2 \frac{1 + 1 \cdot 0{,}34}{0{,}94} =$$

$$= 17{,}92 \text{ cm}$$

• se calculează componentele deplasării punctului A sub efectul deformației termice:

$\Delta x = \alpha \cdot n\, L_1 \cdot \cos\beta \cdot (t_f - t_0) =$
$= 12 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 40 \cdot 0{,}94 \cdot (150-0) =$
$= 0{,}068$ m

$\Delta y = \alpha \cdot L_1 \cdot (1 + n \cdot \sin\beta) \cdot (t_f - t_0) =$
$= 12 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 40 \cdot (1 + 1 \cdot 0{,}34) \cdot (150-0) =$
$= 0{,}096$ m

• se calculează coordonatele centre de greutate ale laturilor configurației elastice:

$$G_1 \begin{cases} x_{G1} = 0 \\ y_{G1} = \dfrac{L_1}{2} = 20 \end{cases}$$

$$G_2 \begin{cases} x_{G2} = \dfrac{1}{2} n L_1 \cos\beta = 18{,}8 \\ y_{G2} = L_1 + \dfrac{1}{2} n L_1 \sin\beta = 46{,}8 \end{cases}$$

• se calculează momentele statice ale sistemului în raport cu axele x și y.

$M_{sx} = y_{G1} \cdot L_1 + y_{G2} \cdot L_2 =$
$= 20 \cdot 40 + 46{,}8 \cdot 40 = 2672$ m²

$M_{sy} = x_{G1} \cdot L_1 + x_{G2} \cdot L_2 =$
$= 0{,}40 + 18{,}8 \cdot 40 = 752$ m²

• se calculează coordonatele centrului de greutate al sistemului:

$$\xi = \frac{M_{sy}}{L_1 + nL_1} = \frac{752}{40 + 1 \cdot 40} = 9{,}4 \text{ m}$$

$$\eta = \frac{M_{sx}}{L_1 + nL_1} = \frac{2672}{40 + 1 \cdot 40} = 33{,}4 \text{ m}$$

• se calculează momentele de inerție în raport cu axele x și y:

$I_x = L_1^3 (1/3 + n + n^2 \cdot \sin\beta +$
$+ 1/3 \cdot n^3 \cdot \sin^2\beta) =$
$= (40 \cdot 10^2)^3 (1/3 + 1 + 1^2 \cdot 0{,}34 +$
$+ 1/3 \cdot 1^3 \cdot 0{,}34^2) = 1{,}09 \cdot 10^{11}$ cm³

$I_y = 1/3 \cdot (L_1^3 \cdot n^3 \cdot \cos^2\beta) =$
$= 1/3 \cdot [(40 \cdot 10^2)^3 \cdot 1^3 \cdot 0{,}94^2) =$
$= 1{,}88 \cdot 10^{10}$ cm³

$I_{xy} = L_1^3 (1/3 \cdot n^3 \sin\beta \cos\beta + 1/2 \cdot n^2 \cos\beta) =$
$= (40 \cdot 10^2)^3 (1/3 \cdot 1^3 \cdot 0{,}34 \cdot 0{,}94 +$
$+ 1/2 \cdot 1^2 \cdot 0{,}94) = 3{,}69 \cdot 10^{10}$ cm³

• se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x_G și y_G:

$I_{xG} = I_x - \eta^2 (L_1 + L_2) =$
$= 1{,}09 \cdot 10^{11} - (33{,}4 \cdot 10^2)^2 \cdot (40 \cdot 10^2 + 40 \cdot 10^2)$
$= 1{,}97 \cdot 10^{10}$ cm³

$I_{yG} = I_y - \xi^2 (L_1 + L_2) =$
$= 1{,}88 \cdot 10^{10} - (9{,}4 \cdot 10^2)^2 \cdot (40 \cdot 10^2 + 40 \cdot 10^2)$
$= 1{,}17 \cdot 10^{10}$ cm³

$I_{xyG} = I_{xy} - \eta\, \xi\, (L_1 + L_2) =$
$= 3{,}69 \cdot 10^{10} - (33{,}4 \cdot 9{,}4 \cdot 10^2 \cdot 10^2) \cdot (40 \cdot 10^2 + 40 \cdot 10^2)$
$= 1{,}178 \cdot 10^{10}$ cm³

• se calculează componentele forței de reacțiune elastică:

$$X = EI \frac{\Delta x \cdot I_{y_G} + \Delta y \cdot I_{xy_G}}{I_{x_G} I_{y_G} - I^2_{xy_G}} =$$

$$= 1{,}83 \cdot 10^6 \cdot 71895{,}96 \frac{(6{,}8 \cdot 1{,}17 + 9{,}6 \cdot 1{,}178) 10^{10}}{(1{,}97 \cdot 1{,}17 - 1{,}178^2) 10^{10}}$$

$$= 276{,}34 \text{ daN}$$

$$Y = EI \frac{\Delta y \cdot I_{x_G} + \Delta x \cdot I_{xy_G}}{I_{x_G} I_{y_G} - I^2_{xy_G}} =$$

$$= 1{,}83 \cdot 10^6 \cdot 71895{,}96 \frac{(9{,}6 \cdot 1{,}97 + 6{,}8 \cdot 1{,}178) 10^{10}}{(1{,}97 \cdot 1{,}17 - 1{,}178^2) 10^{20}}$$

$$= 386{,}18 \text{ daN}$$

unde valoarea modulului de elasticitate $E = 1{,}83 \cdot 10^6$ daN/cm² a fost extrasă din tabelul 11.4.4 la temperatura fluidului de 150 °C iar momentul de inerție $I = 71895{,}96$ cm⁴ - din tabelul 11.4.1. corespunzător diametrului Dn 600 (620 x 8 mm).

• se calculează momentele de încovoiere în punctele A, B și C:

$M_A = X_G \cdot \eta - Y_G \cdot \xi =$
$= 276{,}34 \cdot 33{,}4 - 386{,}18 \cdot 9{,}4 =$
$= 5599{,}61$ daN·m

$M_B = X_G \cdot (\eta - L)_1 - Y_G \cdot \xi =$
$= 276{,}34 \cdot (33{,}4 - 40) - 386{,}18 \cdot 9{,}4 =$
$= -5453{,}93$ daN·m

$M_C = Y_G \cdot (n\, L_1 \cos\beta - \xi) -$
$- X_G \cdot [L_1 \cdot (1 + n \sin\beta) - \eta] =$
$= 276{,}34 \cdot (40 \cdot 0{,}94 - 9{,}4) -$
$- 386{,}18 \cdot [40 \cdot (1 + 1 \cdot 0{,}34) - 33{,}4) =$
$= -8{,}04$ daN·m

• se verifică tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{5599{,}61 \cdot 10^2}{2319{,}22} = 241{,}44 <$$

$$< \sigma_{at} = 1000 \text{ daN/cm}^2$$

11.4.4.2 Calculul unei configurații natural elastice în formă de „Z"

Se consideră sistemul ABCD fixat în extremitățile A și D (fig. 11.4.4.) cu unghiuri de 90° între laturile sale.

Stabilirea componentelor forțelor elastice dezvoltate de acest tip de compensator și a tensiunii maxime de încovoiere presupune parcurgerea următoarelor etape:

• se calculează deplasarea punctului A sub efectul dilatării termice:

$$\Delta x = \alpha\, (t_f - t_0) \cdot L \cdot (n + 1) \qquad \Delta y = \alpha\, (t_f - t_0) \cdot q \cdot L \qquad \text{[m] (11.4.18)}$$

unde:

- α este coeficientul de dilatare al materialului utilizat [mm/m·K] - (tab. 11.4.3.);
- t_f - temperatura fluidului în regim nominal [°C];
- t_0 - temperatura mediului ambiant în perioada de montare) [°C];
- L - latura compensatorului (fig. 11.4.4.);
- n, q - raportul laturilor configurației (fig. 11.4.4.);

• se calculează momentele statice ale sistemului în raport cu axele x și y:

$$M_{sx} = nL \cdot 0 + qL \frac{qL}{2} + L \cdot qL \quad \text{[m}^2\text{] (11.4.19a)}$$

$$M_{sy} = nL \cdot \frac{nL}{2} + qL \cdot nL + L \cdot \left(nL + \frac{L}{2} \right) \quad \text{[m}^2\text{] (11.4.19 b)}$$

• se calculează coordonatele centrului

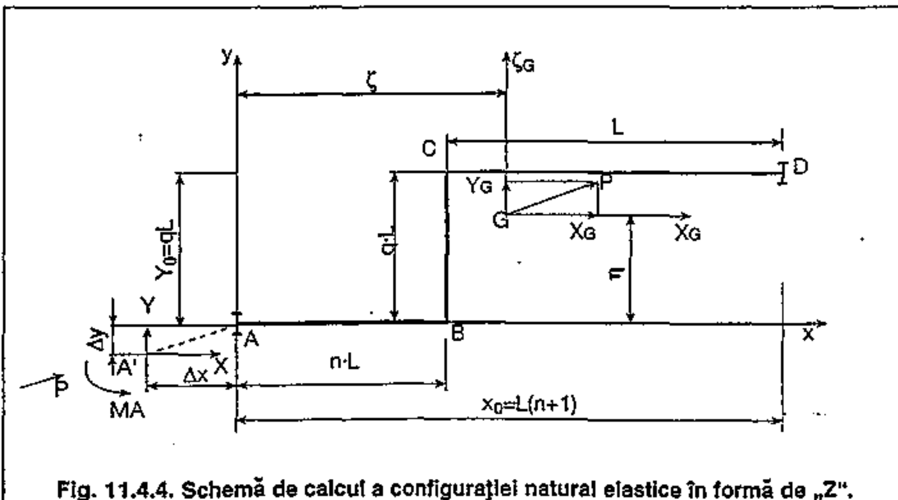


Fig. 11.4.4. Schemă de calcul a configurației natural elastice în formă de „Z".

de greutate al sistemului:

$$\xi=\frac{M_{sy}}{L(1+n+q)} \text{ și } \eta=\frac{M_{sx}}{L(1+n+q)} \quad (11.4.20)$$

• se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x și y

$$I_x=L^3\left(\frac{q^3}{3}+q^2\right) \text{ [m}^3\text{]} \quad (11.4.21 \text{ a})$$

$$I_y=\frac{L^3}{3}\left[3n^2q+(1+n)^3\right] \text{ [m}^3\text{]} \quad (11.4.21 \text{ b})$$

$$I_{xy}=\frac{L^3}{3}\left(nq^2+q+2nq\right) \text{ [m}^3\text{]} \quad (11.4.21 \text{ b})$$

• se calculează momentele de inerție în raport cu axele x_G și y_G:

$I_{xG} = I_x - \eta^2 L\cdot(1 + n + q)$ [m³] (11.4.22 a)

$I_{yG} = I_y - \xi^2 L\cdot(1 + n + q)$ [m³] (11.4.22 b)

$I_{xyG} = I_{xy} - \eta\xi\cdot L\cdot(1 + n + q)$ [m³] (11.4.22 c)

• se calculează componentele forței elastice:

$$X=E\cdot I\frac{\Delta x\cdot I_{yG}+\Delta y\cdot I_{xyG}}{I_{xG}\cdot I_{yG}-I_{xyG}^2} \text{ [daN]} \quad (11.4.23 \text{ a})$$

$$Y=E\cdot I\frac{\Delta y\cdot I_{xG}+\Delta x\cdot I_{xyG}}{I_{xG}\cdot I_{yG}-I_{xyG}^2} \text{ [daN]} \quad (11.4.23 \text{ b})$$

• se calculează momentele de încovoiere în punctele A, B, C și D considerând că forțele X și Y acționează în centrul de greutate G al sistemului elastic. Ele devin X_G și Y_G:

$M_A = X_G\,\eta - Y_G\,\xi$ [daN·m] (11.4.24 a)

$M_B = X_G\,\eta - Y_G\,(\xi - nL)$ [daN·m] (11.4.24 b)

$M_C = -X_G\,(qL - \eta) - Y_{G1}\,(\xi - nL)$ [daN·m] (11.4.24 c)

$M_D = -X_G\,(qL - \eta) + Y_G\,(nL+L-\xi)$ [daN·m] (11.4.24 d)

• se verifică tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_{max}=\frac{M_{max}}{W}<\sigma_{at} \text{ [daN/cm}^2\text{]} \quad (11.4.25)$$

unde σ_{at} este tensiunea maximă admisibilă de încovoiere a conductei din oțel.

Pentru gama de fabricație a conductelor din oțel utilizate în sistemele de rețele termice se pot utiliza valori σ_{at} = 1000 -1100 daN/cm²

Deplasările laterale ale vârfurilor de unghi cuprinse între laturile configurației „Z" se calculează cu relațiile 11.4.6 a și 11.4.6 b aplicate celor două configurații „L" rezultate prin trasarea unei drepte ce unește extremitățile A și D (fig. 11.4.5)

Exemplu de calcul

Se verifică tensiunea maximă de încovoiere pentru configurația elastică naturală în formă de „Z" (fig. 11.4.4.) având următoarele caracteristici: conducta are diametrul Dn 800 (820 x 8 mm), țeavă din oțel OL 38; lungimile brațelor configurației sunt $L_1 = L$ = 60 m, $L_2 = qL$ = 50 m; $L_3 = nL$ = 40 m; unghiurile α și β cuprinse între laturile configurației sunt de 90°; temperatura agentului termic t_f = 150 °C; temperatura de montare t_0 = 0 °C; $\alpha \cong 12\cdot10^{-6}$ mm/m·K pentru țeava OL 38 și t_f = 150 °C (tab. 11.4.3.);

Calculul cuprinde următoarele etape:

• se calculează n și q:

$n = L_3/L_1 = 40/60 = 0{,}66$

$q = L_2/L_1 = 50/60 = 0{,}83$

• se calculează componentele deplasării punctului A sub efectele dilatării termice:

$\Delta x = \alpha\cdot(t_f - t_0)\cdot L\cdot(n + 1) = 12\cdot10^{-6}\cdot(150 - 0)\cdot60\cdot(0{,}66 + 1) = 0{,}18$ m

$\Delta y = \alpha\cdot(t_f - t_0)\cdot qL = 12\cdot10^{-6}\cdot(150 - 0)\cdot0{,}83\cdot60 = 0{,}09$ m

• se calculează momentele statice ale sistemului în raport cu axele x și y:

$$M_{sx}=nL\cdot0+qL\frac{qL}{2}+L\cdot qL=$$
$$=40\cdot0+50\cdot\frac{50}{2}+60\cdot50=4250 \text{ m}^2$$

$$M_{sy}=nL\cdot\frac{nL}{2}+qL\cdot nL+L\cdot\left(nL+\frac{L}{2}\right)=$$
$$=40\cdot\frac{40}{2}+50\cdot40+60\cdot\left(40+\frac{60}{2}\right)=$$
$$=7000 \text{ m}^2$$

• se calculează coordonatele centrului de greutate al sistemului

$$\xi=\frac{M_{sy}}{L(1+n+q)}=\frac{7000}{60(1+0{,}66+0{,}83)}=46{,}62 \text{ m}$$

$$\eta=\frac{M_{sx}}{L(1+n+q)}=\frac{4250}{60(1+0{,}66+0{,}83)}=28{,}33 \text{ m}$$

• se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x și y

$$I_x=L^3\left(\frac{q^3}{3}+q^2\right)=$$
$$=60^3\left(\frac{0{,}83^3}{3}+0{,}83^2\right)=191496{,}8 \text{ m}^3$$

$$I_y=\frac{L^3}{3}\left[3n^2q+(1+n)^3\right]=$$
$$=\frac{60^3}{3}\left[3\cdot0{,}66^2\cdot0{,}83+(1+0{,}66)^3\right]=$$
$$=412741{,}6 \text{ m}^3$$

$$I_{xy}=\frac{L^3}{2}\left(nq^2+q+2nq\right)=$$
$$=\frac{60^3}{2}\left(0{,}66\cdot0{,}83^2+0{,}83+2\cdot0{,}66\cdot0{,}83\right)$$
$$=259706{,}3 \text{ m}^3$$

• se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x_G și y_G

$I_{xG} = I_x - \eta^2\cdot L\cdot(1 + n + q) = 191496{,}8 - 28{,}33^2\cdot60\cdot(1+0{,}83+0{,}66) = 71166{,}62$ m³

$I_{yG} = I_y - \xi^2\cdot L\cdot(1 + n + q) = 412741{,}6 - 46{,}62^2\cdot60\cdot(1+0{,}83+0{,}66) = 86858{,}37$ m³

$I_{xyG} = I_{xy} - \eta\cdot\xi\cdot L\cdot(1 + n + q) = 259706{,}3 - 28{,}33\cdot46{,}62\cdot60\cdot(1+0{,}83+0{,}66) = 61673{,}84$ m³

• se calculează componentele forței elastice:

$$X=E\cdot I\frac{\Delta x\cdot I_{yG}+\Delta y\cdot I_{xyG}}{I_{xG}\cdot I_{yG}-I_{xyG}^2}=$$
$$=1{,}83\cdot10^6\cdot167913{,}7\frac{(18\cdot8{,}6+9\cdot6{,}17)\cdot10^{10}}{(7{,}1\cdot8{,}6-6{,}17^2)\cdot10^{20}}$$
$$=297{,}18 \text{ daN}$$

$$Y=E\cdot I\frac{\Delta y\cdot I_{xG}+\Delta x\cdot I_{xyG}}{I_{xG}\cdot I_{yG}-I_{xyG}^2}=$$
$$=1{,}83\cdot10^6\cdot167913{,}7\frac{(9\cdot7{,}12+18\cdot6{,}17)\cdot10^{10}}{(7{,}1\cdot8{,}6-6{,}17^2)\cdot10^{20}}$$
$$=230{,}68 \text{ daN}$$

Valorile numerice pentru E (modulul de elasticitate) [daN/cm²] și I (momentul de inerție) [cm⁴] sunt redate în tabelele 11.4.4. și respectiv 11.4.1.

• se calculează momentele de încovoiere în punctele A, B, C și D:

$M_A = X_G\cdot\eta - Y_G\cdot\xi = 279{,}18\cdot28{,}33 - 230{,}69\cdot46{,}62 = -2845{,}5$ daN·m

$M_B = X_G\cdot\eta - Y_G\cdot(\xi - nL) = 279{,}18\cdot28{,}33-230{,}69\cdot(46{,}62-0{,}66\cdot60)$

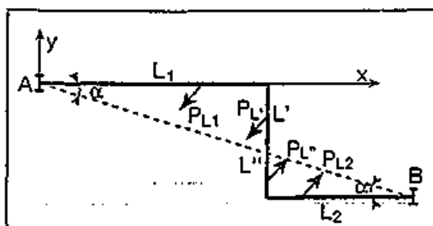


Fig. 11.4.5. Schema de calcul a deplasărilor laterale în configurația „Z".

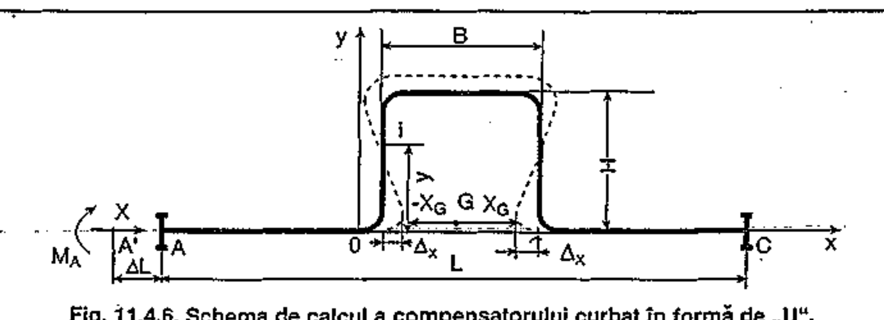


Fig. 11.4.6. Schema de calcul a compensatorului curbat în formă de „U".

$= 6372{,}78$ daN·m
$M_C = -X_G(qL - \eta) - Y_{G1}(\xi - nL) =$
$= -279{,}18(0{,}83\cdot 60-28{,}33) -$
$- 230{,}68(46{,}62-0{,}66\cdot 60) =$
$= -7580{,}63$ daN·m
$M_0 = -X_G(qL - \eta) + Y_G(nL + L - \xi) =$
$= -279{,}18(0{,}83\cdot 60 - 28{,}33) +$
$+230{,}68(0{,}66\cdot 60 + 60 - 46{,}62) =$
$= 6260{,}65$ daN·m

• se calculează tensiunea maximă de încovoiere și se verifică:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{M_C}{W} = \frac{7580{,}63\cdot 10^2}{4095{,}33} = 185{,}1 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 1000 \text{ daN/cm}^2$$

Se constată că tensiunea maximă de încovoiere este sub valoarea tensiunii admisibile pentru conducta din OL 32.

11.4.5. Calculul compensatoarelor curbate în formă de „U"

Aceste compensatoare sunt, în general, simetrice, în acest caz centrul de greutate aflându-se foarte aproape de direcția tronsonului a cărui deformație este preluată. Această observație conduce la posibilitatea neglijării momentelor de încovoiere de-a lungul tronsonului și din coturile compensatorului. Se consideră, deci, că de-a lungul tronsonului rectiliniu nu intervine decât forța de reacțiune elastică a compensatorului (fig. 11.4.6).

Deformația totală preluată de compensator este:

$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot (t_f - t_0)$ [m] (11.4.26)

unde:

- α este coeficientul de dilatare a materialului conductei [mm/m·K] - (tab. 11.4.3);
- L - lungimea totală a liniei elastice [m];
- t_f - temperatura finală a fluidului [°C];
- t_0 - temperatura de montare [°C].

Calculul acestor compensatoare este similar celui aplicat compensatoarelor natural elastice.

Pentru forța de reacțiune elastică se poate utiliza relația:

$$X = \frac{\Delta L \cdot E \cdot I}{A}, \text{ [daN]} \quad (11.4.27)$$

unde:

- E este modulul de elasticitate [daN/cm²] - (tab. 11.4.4);
- I - momentul de inerție al conductei [cm⁴] (tab. 11.4.1);
- A - momentul de inerție al liniei elastice [cm³] care se poate calcula cu expresia generală:

$$A = (1/m_1K)(1{,}4R^3 - 2{,}28R^2H + 3{,}14RH^2) - 1{,}33R^3 + 2R^2H - 4RH^2 + 0{,}67H^3 + H^2B \quad [\text{m}^3] \quad (11.4.28)$$

în care:

- K este coeficientul lui Karman - pentru coturi (curbe) netede sau cutate;
- m_1 - coeficientul de repartizare a tensiunii în secțiunea conductei;
- R - raza de curbură a coturilor compensatorului [m];
- H - înălțimea compensatorului [m];
- B - lățimea (deschiderea) compensatorului [m].

În cazul coturilor rigide $m_1 = 1$ și $K = 1$.

Coeficientul K se poate determina cu relația:

$$K = \frac{1+12h^2}{10+12h^2}; \quad \text{pentru } h>0{,}3 \quad (11.4.29)$$

$$K = \frac{3+536h^2+4800h^4}{105+4136h^2+4800} \quad \text{pentru } 0{,}2<h<0{,}3 \quad (11.4.30)$$

în care h este coeficientul țevii care se determină cu relația:

$$h = \frac{4sR}{D_m^2} \quad (11.4.31)$$

unde:

- s este grosimea peretelui țevii [m];
- D_m - diametrul mediu în secțiunea transversală a țevii [m].

Coeficientul m_1 se determină cu relația:

$$m_1 = \frac{2}{3K}\sqrt{\frac{5+6h^2}{18}}; \quad \text{pentru } h<1{,}47 \quad (11.4.32)$$

$$m_1 = \frac{12h^2-2}{12h^2-1}; \quad \text{pentru } h>1{,}47 \quad (11.4.33)$$

În ipoteza pretensionării inițiale a compensatorului (de regulă, în proporție de 50 %) deformația ΔL devine $\Delta L/2$, iar relația forței elastice devine:

$$X = \frac{\Delta L \cdot E \cdot I}{2A} \quad \text{[daN]} \quad (11.4.34)$$

Tensiunea maximă de încovoiere se deduce cu relația:

$$\sigma_{max} = \frac{\Delta L \cdot E \cdot D \cdot H}{2A} \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.35)$$

unde D este diametrul conductei (care se poate asimila cu diametrul nominal al acesteia [m].

Se recomandă pentru raza de curbură valori de $R = (1...2)$ Dn pentru coturi rigide, $R = (4...4{,}5)$ Dn pentru coturi îndoite și pentru $H = (10...12)$ Dn.

Etapele de calcul necesare pentru dimensionarea și deducerea forței de reacțiune elastică a unui compensator „U" sunt următoarele:

• Se aleg constructiv valorile razei de curbură R și înălțimea H.

• Se calculează deformația totală preluată de compensator utilizând relația 11.4.26.

• Se determină deschiderea compensatorului „B" considerând o valoare a tensiunii admisibile de încovoiere $\sigma_{at} = 800...1000$ daN/cm², utilizând relația 11.4.35. În cazul în care valoarea calculată a lui $B \cong (1.....2)\ H$ se trece la etapa următoare. În caz contrar se alege o altă valoare pentru H și se reia calculul.

• Se calculează valoarea forței de reacțiune elastică cu relația 11.4.27. în ipoteza nepretensionării și cu relația 11.4.34 în ipoteza pretensionării.

Exemplu de calcul

Se dimensionează și se determină forța de reacțiune elastică dezvoltată de un compensator curbat în formă de „U" cu următoarele caracteristici: diametrul conductei este Dn 600 (620 x 8 mm); conducta este din oțel OL 38; lungimea totală a liniei elastice este de L = 120 m; temperatura agentului termic este t_f = 150 °C; temperatura mediului în perioada de montare t_0 = 0 °C;

Compensatorul este montat la mijlocul tronsonului considerat; are coturi rigide și este pretensionat în proporție de 50 %.

Rezolvare

• Deoarece coturile compensatorului sunt rigide, se consideră R = 1·Dn = = 1·0,6 m = 0,6 m. Înălțimea compensatorului se alege H = 5 m.

• se calculează deformația termică totală preluată de compensator:

$\Delta L = \alpha L(t_f - t_0) =$
$= 12\cdot 10^{-6}\cdot 120\cdot(150-0) = 0{,}218$ m

• Se calculează deschiderea B a compensatorului în ipoteza unei tensiuni maxime admisibile de σ_{max} = =1000 daN/cm² utilizând relația 11.4.35 și înlocuind expresia lui A cu relația 11.4.28 pentru m_1 = 1 și K = 1. În relația obținută necunoscuta este B:

$$\Delta L = \frac{4\sigma_{max}}{EDH}(0{,}07R^3 - 0{,}28R^2H - 0{,}86RH^2 + 0{,}67H^3 + BH^2)$$

Cu valorile numerice pentru ΔL, E, D, H și σ_{max} se obține ecuația cu necunoscuta B de forma:

$21{,}8 = (4\cdot 1000/2\cdot 10^6\cdot 60\cdot 500)\cdot(0{,}07\cdot 60^3 - 0{,}28\cdot 60^2\cdot 500 - 0{,}86\cdot 60\cdot 500^2 + 0{,}67\cdot 500^3 + B\cdot 500^2)$

Rezultă B = 10,28 m ≅ 10,5 m, valoare care se înscrie în recomandările generale ca $B \cong (1...2)H$.

• Se calculează forța elastică cu relația (11.4.34) corespunzătoare ipotezei de pretensionare 50 % a compensatorului:

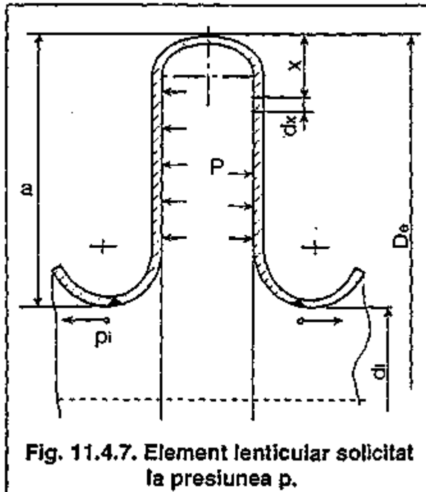


Fig. 11.4.7. Element lenticular solicitat la presiunea p.

$$X=\frac{\Delta L\cdot E\cdot I}{2A}=\frac{21{,}8\cdot 2\cdot 10^6\cdot 71895{,}9}{2\cdot 341876021{,}4}=4584{,}5\ \text{daN}$$

Valoarea lui A s-a obținut cu relația 11.4.28 pentru coturi rigide (m_1 și K egale cu 1).

11.4.6. Calculul compensatoarelor lenticulare (cu burduf)

Calculul mecanic urmărește determinarea caracteristicilor geometrice ale compensatorului, respectiv, numărul de elemente care îl alcătuiesc (fig. 11.4.7), astfel încât compensatorul să aibă capacitatea de preluare a dilatării conductei pe care acesta este montat.

Caracteristicile de dilatare ale compensatorului lenticular depind de modul de realizare a acestuia (din elemente sudate sau din elemente continue). Astfel, pentru compensatorul cu elemente sudate, pentru o presiune interioară până la 4 daN/cm² se poate considera ca dilatare maximă a unui element o valoare de 10...12 mm.

Lungimea compensatorului nu poate depăși o anumită limită, deoarece compensatorul se poate deforma asimetric datorită greutății proprii și a fluidului transportat sau a montării defectuoase. Considerând „Δl" deformarea axială totală a unui compensator, numărul necesar de compensatoare pentru preluarea dilatării totale „ΔL" a conductei este:

$$n_c=\frac{\Delta L}{\Delta l}\ \text{[buc]} \qquad (11.4.36)$$

Deformarea axială totală „Δl" a unui compensator compus din „n" elemente se determină cu relația:

$$\Delta l=\frac{n\cdot\Delta l_1}{0{,}9+0{,}1\cdot n}\ \text{[m]} \qquad (11.4.37)$$

în care „Δl_1" reprezintă deformarea axială a unui element lenticular.

Numărul lentilelor poate varia de la 2 până la maximum 6 bucăți.

Forța totală de reacțiune se compune din:

$$P=P_i+P_t+P_f\ \text{[daN]} \qquad (11.4.38)$$

unde:

- P_i este forța datorată presiunii interioare [daN];
- P_t - forța datorată dilatării conductei [daN];
- P_f - este forța datorată frecării de reazemele mobile [daN]

Forța P_i este alcătuită din două componente:

- P_i' - forța datorată presiunii interioare în elementul lenticular [daN];
- P_i'' - forța datorată presiunii interioare în conductă în cazul schimbărilor de direcție pe tronsoanele adiacente alăturate punctului fix de calcul, al reducțiilor sau existenței robinetelor [daN].

Practic, forța P_i' se poate calcula cu relația:

$$P_i'=p_i\frac{\pi}{4}\left(d_m^2-d_i^2\right)\ \text{[daN]} \qquad (11.4.39\ a)$$

unde:

- d_m este diametrul mediu calculat ca $(D_e+d_i)/2$ [m];
- D_e, d_i sunt elemente precizate în figura 11.4.7;
- p_i - presiunea maximă de funcționare [daN/cm²].

Forța P_i'' se calculează cu relația:

$$P_i''=\pi d_i^2\frac{p_i}{4}\ \text{[daN]} \qquad (11.4.39\ b)$$

Forța P_i se calculează cu relația:

$$P_i=\pi d_i^2\frac{p_i}{4}\ \text{[daN]} \qquad (11.4.40)$$

Forța de reacțiune datorată dilatării și pretensionării conductei se calculează cu relația:

$$P_t=\frac{\Delta L}{n}\cdot\frac{E_t}{E_{20}}\left(1-\Delta\right)P_1\ \text{[daN]} \qquad (11.4.41)$$

în care:

- ΔL este dilatarea totală a conductei între două reazeme fixe [m];
- n = numărul de elemente lenticulare;
- Δ - este pretensionarea (tab. 11.4.5);
- E_t/E_{20} - raportul modulelor de elasticitate ale materialului compensatorului la temperatura de regim și la cea de montare (tab. 11.4.5);
- P_1 - forța unitară pentru o pretensionare de 1 mm [daN/mm] - (tab. 11.4.6).

Forța elastică a compensatorului

Tabelul 11.4.5. Mărimile α_t, Δ, $1-\Delta$, E_t/E_{20}

Temperatura t [°C]	100	150	200	250	300	350	400
Coeficientul de dilatare liniară între 20 °C și t α_t, 10^{-6} [mm/m·K]	11,1	11,6	12,1	12,5	12,9	13,2	13,5
Predimensionarea Δ	0,50	0,50	0,50	0,52	0,55	0,65	0,70
1 - Δ	0,50	0,50	0,50	0,48	0,45	0,35	0,30
E_t/E_{20}	0,99	0,98	0,96	0,93	0,90	0,86	0,81

Tabelul 11.4.6. Valorile forței P1 de pretensionare specifică

d [mm]	80	100	121	150	175	200	250	300	350	400
D [mm]	325	350	375	400	440	475	525	575	625	700
P1 [daN/mm]	135	135	140	140	150	165	240	255	260	265
d [mm]	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
D [mm]	800	900	1000	1100	1350	1550	1750	2000	2150	2400
P1 [daN/mm]	360	396	480	520	720	780	830	830	840	1000

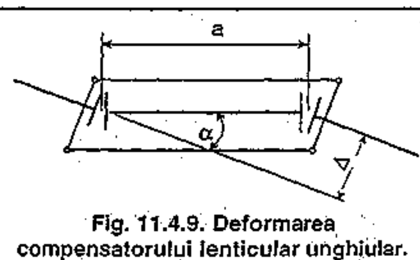


Fig. 11.4.9. Deformarea compensatorului lenticular unghiular.

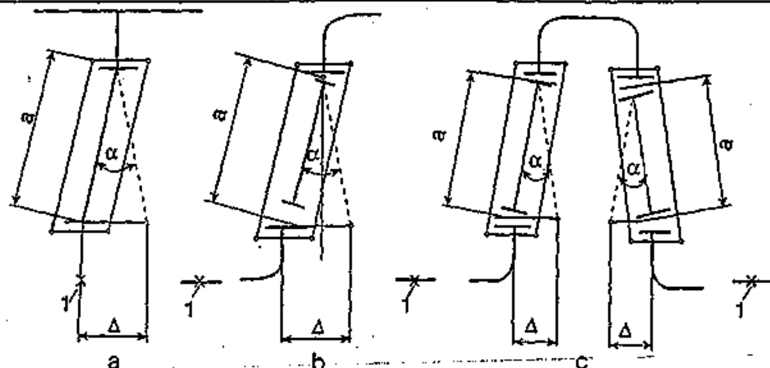


Fig. 11.4.8. Posibilități de montare a compensatorului lenticular unghiular: 1 - punct fix.

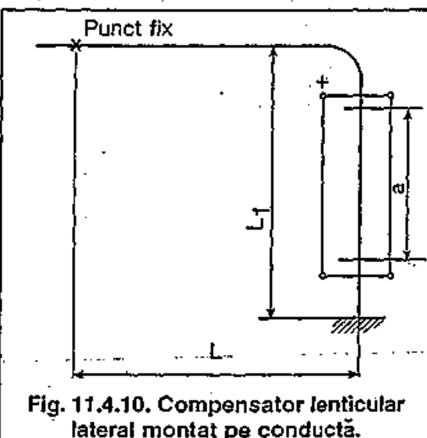


Fig. 11.4.10. Compensator lenticular lateral montat pe conductă.

lenticular axial mai poate fi calculată și cu relația:

$P_t = c \cdot y$ [N] (11.4.42)

unde:

- c este coeficientul elastic [N/mm] - (tab. 11.4.7);
- y - alungirea axială în direcția pozitivă la 1000 curse duble maxime, respectiv, deformația de compresiune [mm] - (tab. 11.4.7).

Exemplu de calcul

Se consideră o conductă ce transportă abur, din OL32, cu diametrul nominal de Dn 200 (219 x 6 mm) având o lungime de 100 m și parametrii de lucru de:

- presiunea aburului p_i = 2 daN/cm² și o temperatură t_f = 140 °C;
- temperatura de montare se consideră că este de t_0 = 20 °C.

Dilatarea conductei este preluată de compensatoare lenticulare.

Se determină numărul compensatoarelor, presupunând că fiecare compensator este alcătuit din 4 elemente de dilatare.

Rezolvare

Conducta se împarte într-un număr de tronsoane (ce urmează a fi stabilit) egale, pe fiecare tronson montându-se câte un compensator lenticular.

- se calculează dilatarea conductei de lungime L.

$\Delta L = \alpha_t \cdot L \cdot \Delta t = 11{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot (140-20) = 136{,}8$ mm

- se calculează deformarea axială totală „Δl" a unui compensator lenticular format din 4 elemente.

$$\Delta l = \frac{n \cdot \Delta l_1}{0{,}9 + 0{,}1 \cdot n} = \frac{4 \cdot 10}{0{,}9 + 0{,}1 \cdot 4} = 30{,}6 \text{ mm}$$

în care s-a admis pentru un element o deformare de Δl_1 = 10 mm.

- se calculează numărul de compensatoare necesare:

$$n_c = \frac{\Delta L}{\Delta l} = \frac{136{,}8}{30{,}6} = 4{,}46$$

Rezultă deci că pe lungimea de 100 m de conductă, aceasta va avea 5 compensatoare lenticulare a câte 4 elemente fiecare și un număr de 6 puncte fixe la distanță de 20 m care delimitează tronsoanele.

Tabelul 11.4.7. Compensator lenticular axial

Diametrul nominal - DN - [mm]	Deformația de compresiune Y [mm]	Lungimea totală liberă [mm]	Coeficient elastic axial „c" [N/mm]
80	41,0	574,0	46,0
100	43,0	380,0	62,0
125	46,0	416,0	115,5
150	35,0	365,0	162,0
200	43,5	401,5	224,0
250	44,0	381,0	200,0
300	52,0	448,0	348,0
400	70,0	505,0	320,0
500	85,0	437,0	440,0

În cazul în care se utilizează compensatoare lenticulare laterale sau unghiulare (fig. 11.1.8; 11.1.9) acestea asigură preluarea, atât a unor deformații axiale, cât și a deformațiilor pe direcție perpendiculară față de axul conductei (compensatoarele laterale) sau a unor deformații ce se înscriu pe un arc de cerc (compensatoare unghiulare).

Capacitatea de compensare este cu atât mai mare cu cât sunt mai multe elemente lenticulare și cu cât lungimea compensatorului este mai mare. Capacitatea de compensare este, de asemenea, influențată de presiunea din conductă, de diametrul conductei și de temperatură. În tabelul 11.4.8 sunt indicate mărimile admisibile ale unghiului „α" de deformare pentru un compensator unghiular de tipul celui din figura 11.4.9.

La determinarea forței de reacțiune pentru compensatorul lenticular unghiular trebuie să se țină seama de:

- dilatarea porțiunii de conductă pe care este montat

$\Delta L = \alpha_t \cdot L \cdot \Delta t$ [m] (11.4.43)

unde α_t este coeficientul de dilatare liniară [mm/m·K] - (tab. 11.4.3);

- pretensionarea conductei

$\Delta L' = \Delta L \cdot \Delta$ [m] (11.4.44)

unde Δ este pretensionarea considerată (0,5...0,7).

Forța totală P are valoarea:

$P = \Delta L' \cdot Pu$ [daN] (11.4.45)

unde Pu este forța unitară ce apare la deplasarea laterală a brațului compensatorului cu 1 mm ca urmare a dilatării conductei.

Se verifică, totodată, mărimea unghiului α de deformare a compensatorului, astfel încât să nu depășească limita maximă admisă (tab. 11.4.8).

Alegerea unui compensator de acest tip se bazează pe determinarea grafo-analitică a deplasărilor pe direcțiile amintite, inclusiv, a unghiurilor de rotație a componentelor compensatorului.

În acest sens, la faza de proiectare a rețelelor din punct de vedere mecanic, se impune consultarea cataloagelor firmelor producătoare de astfel de compensatoare, din țară sau străinătate.

11.4.7. Calculul forțelor în reazemele fixe

Reazemele fixe sunt solicitate de forțe care apar simultan sau parțial în funcție de soluțiile adoptate pentru preluarea deformațiilor, de diametrul și lungimea tronsoanelor.

În calculul rezultantelor ce acționează asupra unui reazem fix, se iau în considerare următoarele tipuri de forțe:

- de frecare din reazemele mobile;
- de reacțiune elastică dezvoltate de compensatoarele natural elastice („L", „Z"), cele generate de compensatoarele curbate în formă de „U" sau lenticulare;
- de frecare în compensatoarele cu presetupă;
- generate de presiunea interioară neechilibrată.

11.4.7.1 Forțe de frecare din reazemele mobile

În funcție de valoarea forței normale la suprafața de contact, de tipul de reazem, de natura materialelor, în fiecare reazem apare o forță de frecare ce solicită infrastructura reazemului în sensul deformării, iar conducta

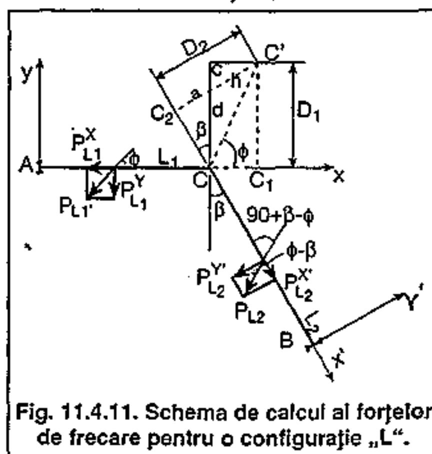


Fig. 11.4.11. Schema de calcul al forțelor de frecare pentru o configurație „L".

Tabelul 11.4.8. Unghiul de deformare α_{max} pentru compensatorul lenticular unghiular

Diam. nominal	2 x 1 element	2 x 2 elemente	2 x 3 elemente	2 x 4 elemente
100	3°20'	12°	16°50'	19°20'
200	2°50'	6°10'	9°40'	12°30'
300	1°50'	4°	6°	8°30'
400	1°20'	3°10'	5°10'	6°30'
500	1°10'	2°30'	4°30'	5°30'
600	1°	2°10'	3°30'	4°20'
800	0°50'	1°40'	2°30'	3°40'
1000	0°40'	1°20'	2°20'	2°50'
1200	0°30'	1°10'	2°	2°20'

(inclusiv punctul fix), în sens invers deformării.

Sarcina verticală preluată de reazem provine, în general, din greutatea conductei „g_c", a izolației „g_{iz}" și a fluidului „g_f".

Forța de frecare pentru un reazem mobil este:

$$P_f = \mu \cdot g_t \cdot l \quad \text{[daN]} \qquad (11.4.46)$$

unde:

- μ este coeficientul de frecare, cu valori recomandate în capitolul 11.1.6,
- g_t - greutatea totală a conductei pline și izolate, pe unitatea de lungime care se calculează în funcție de masa conductei [daN/m] - (tab. 11.4.1);
- l - distanța dintre suporturile mobile [m] - (relația 11.4.4).

Forța de frecare ce solicită conducta crește pe măsură ce secțiunea considerată se apropie de reazemul fix prin adăugarea succesivă a forțelor de frecare aferente reazemelor mobile.

În cazul configurațiilor elastice în formă de „L" forțele de frecare vor fi orientate pe direcția deplasării cu sens invers sensului de deformare.

Astfel, solicitarea reazemelor fixe A și B pe direcțiile considerate, utilizând schema de calcul din figura 11.4.11, este:

$$P_A^x = \mu g_t L_1 \cos\varphi + \frac{1}{2}\mu g_t L_2 \cos(\varphi - \beta)\cos\beta \quad \text{[daN]} \quad (11.4.47\ a)$$

$$P_A^y = \frac{1}{2}\mu g_t L_1 \sin\varphi + \frac{1}{2}\mu g_t L_2 \cos(\varphi - \beta)\sin\beta \quad \text{[daN]} \quad (11.4.47\ b)$$

$$P_B^x = \frac{1}{2}\mu g_t L_2 \sin(\varphi - \beta) + \frac{1}{2}\mu g_t L_1 \cos\beta \sin\varphi \quad \text{[daN]} \quad (11.4.47\ c)$$

$$P_B^y = \frac{1}{2}\mu g_t L_2 \cos(\varphi - \beta) + \frac{1}{2}\mu g_t L_1 \sin\beta \sin\varphi \quad \text{[daN]} \quad (11.4.47\ d)$$

Pentru configurațiile în formă de „Z" calculul forțelor de frecare se realizează prin separarea în două configurații „L", ce rezultă prin unirea punctelor extreme A și B ale configurației „Z" (fig. 11.4.5).

Forțele de frecare pentru o configurație „Z" cu unghiuri de 90° sunt:

$$P_A^x = \mu g_t \left(L_1 + \frac{L'}{2}\right)\cos\alpha \quad \text{[daN]} \quad (11.4.48\ a)$$

$$P_A^y = \mu g_t \frac{L_1}{2}\sin\alpha \quad \text{[daN]} \quad (11.4.48\ b)$$

$$P_B^x = \mu g_t \left(L_2 + \frac{L''}{2}\right)\cos\alpha \quad \text{[daN]} \quad (11.4.48\ c)$$

$$P_B^y = \mu g_t \frac{L_2}{2}\sin\alpha \quad \text{[daN]} \quad (11.4.48\ d)$$

11.4.7.2 Forțe de reacțiune elastică din compensatoarele elastice sau lenticulare.

Sensul, direcția și valoarea acestor forțe rezultă prin aplicarea metodologiei descrise la § 11.4.4.; 11.4.5 și 11.4.6.

11.4.7.3 Forțe de frecare în compensatoarele axiale cu presgarnitură

Aceste forțe iau naștere între garnitura de etanșare și paharul compensatorului și se transmit prin intermediul conductei asupra reazemelor fixe.

Forța de frecare este constantă, între compensator și punctele fixe, indiferent de poziția compensatorului (la o extremitate sau cealaltă a tronsonului).

Valoarea forței se poate determina utilizând relația:

$$P_c = \mu \cdot a \cdot p_i \cdot \pi \cdot D_e \cdot b \quad \text{[daN]} \qquad (11.4.49)$$

unde:

- μ este coeficientul de frecare între garnitura de azbest grafitat cu inserție metalică și conductă (egal cu 0,1);
- a - coeficientul de presare a garniturii (1,5...2,0); p_i - presiunea interioară a fluidului [daN/cm²];
- D_e - diametrul exterior al conductei [cm];
- b - lățimea garniturii (b = 1/3 ...1/4D_e) - [cm].

11.4.7.4 Forțe de presiune interioară

Aceste forțe determină încărcarea reazemelor fixe în situația neechilibrării lor în materialul conductei. Situațiile care conduc la apariția solicitărilor datorate presiunii interioare p_i sunt următoarele:

- reducții (fig. 11.4.12)

$$P_{ired} = p_i \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) \quad \text{[daN]} \qquad (11.4.50)$$

- ramificații (fig. 11.4.13)

$$P_{iteu} = p_i \frac{\pi}{4} d^2 \quad \text{[daN]} \qquad (11.4.51)$$

- robinete închise (fig. 11.4.14)

$$P_{irob} = p_i \frac{\pi}{4} d^2 \quad \text{[daN]} \qquad (11.4.52)$$

- schimbările de direcție (fig. 11.4.15.)

$$P_{ic} = p_i \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{[daN]} \qquad (11.4.53)$$

Pentru rezolvarea problemei calculului forțelor ce solicită un reazem fix se parcurg următoarele etape:

- se întocmește schema termomecanică a rețelei care conține toate elementele caracteristice ale acesteia;
- se analizează reazemul fix de calcul observând tronsoanele adiacente de conductă și compensatoarele de pe acestea;
- se alege un sistem de axe de referință;
- se analizează fiecare tronson în parte, stabilindu-se forțele pe fiecare direcție (în plan vertical și pe cele două direcții în plan orizontal);
- se deduc expresiile forțelor rezultante, luându-se, în final, în considerare rezultantele cu efectul cel mai defavorabil asupra reazemului fix (pentru aceasta, se vor lua în calcul toate situațiile posibile - cu robinete deschise sau închise).

Exemplu de calcul

Se stabilesc expresiile forțelor

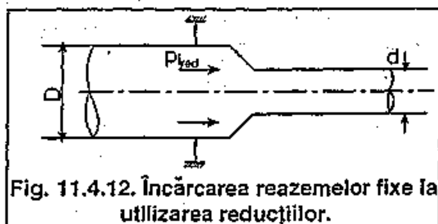


Fig. 11.4.12. Încărcarea reazemelor fixe la utilizarea reducțiilor.

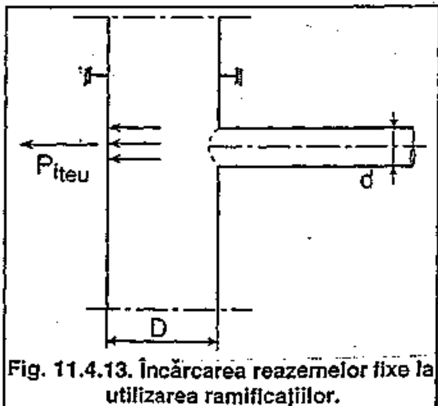


Fig. 11.4.13. Încărcarea reazemelor fixe la utilizarea ramificațiilor.

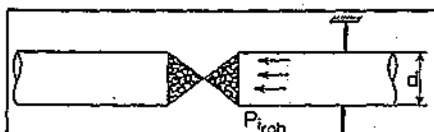


Fig. 11.4.14. Încărcarea reazemelor fixe la utilizarea robinetelor închise.

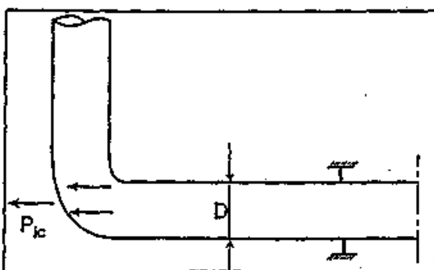


Fig. 11.4.15. Încărcarea reazemelor fixe la schimbări de direcție.

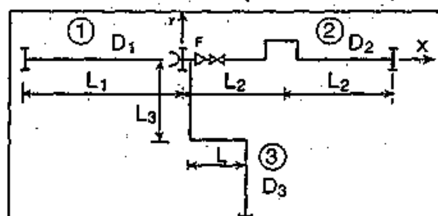


Fig. 11.4.16. Încărcarea reazemelor fixe la configurația rețelei din exemplul de calcul 12.

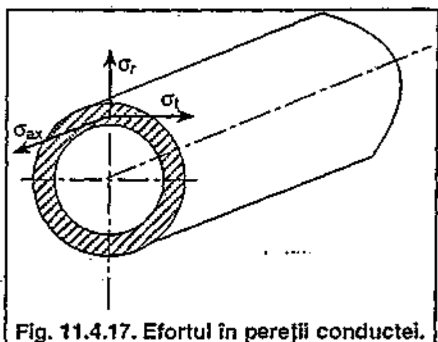


Fig. 11.4.17. Efortul în pereții conductei.

rezultante pe cele trei direcții ce acționează asupra reazemului fix F din figura 11.4.16.

Se consideră situația de încălzire a sistemului de conducte.

Forțe de frecare pe suporturile mobile:

Forțe de reacțiune elastică

Forțe de frecare în compensatorul axial cu presgarnitură

Forțe datorate presiunii interioare: generată la închiderea robinetului

$P_{lc3}\downarrow \ \uparrow P_{lteu} \quad \overrightarrow{P_{lred}} \ \Big| \rightarrow P_{lrob} \quad \underrightarrow{P_{lc2}}$

Rezultanta pe direcție verticală:

$$R_v = g_{t1}\frac{l_1}{2} + g_{t2}\frac{l_2}{2} + g_{t3}\frac{l_3}{2} \quad [\text{daN}]$$

unde l_1, l_2, l_3, în m, sunt distanțele între reazemele mobile pentru diametrele D_1, D_2, D_3 calculate cu relația 11.4.4. și g_t - greutățile conductelor cu diametrele D_1, D_2, D_3 [daN/m].

Rezultanta pe direcție ox în plan orizontal (robinet deschis):

$$R_x^{RD} = -P_{f2} + 0{,}5P_{f3x} - X_2 - X_3 + P_{c1} + P_{lred} + P_{lc2} \quad [\text{daN}]$$

Dacă sistemul care acționează asupra reazemelor fixe conține forțe identice, de o parte și de alta a acestora, forței mai mici (în valoare absolută) i se aplică un coeficient de dezechilibru (cu valoare de 0,3...0,5). Acest coeficient se justifică prin faptul că la compensatoarele identice din punct de vedere constructiv este posibilă apariția unor reacțiuni mai mici decât cele de calcul sau este posibilă apariția stărilor instabile din punct de vedere termic datorită încălzirii sau răcirii diferite a conductelor.

Rezultanta pe direcție Ox în plan orizontal (robinet închis):

$$R_x^{RI} = P_{f3x} - X_3 + P_{c1} + P_{lred} + P_{lrob} \quad [\text{daN}]$$

Forțele P_{f2}, X_2 nu își mai manifestă prezența datorită închiderii robinetului.

Rezultanta pe direcție Oy în plan orizontal (robinet deschis):

$$R_y^{RD} = P_{f3y} + Y_3 + P_{lteu} - P_{lc3} = P_{f3y} + Y_3 \quad [\text{daN}]$$

Rezultanta pe direcția oy în plan orizontal (robinet închis):

$$R_y^{RI} = R_y^{RD} \quad [\text{daN}]$$

11.4.8. Verificarea rezistenței țevilor în secțiunea cu solicitare maximă

Conductele rețelelor termice sunt solicitate după mai multe direcții, apărând necesitatea verificării rezistenței materialului din care sunt confecționate conductele.

Relația de verificare impune ca:

$$\sigma_{ech} = f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) < \sigma_a \, [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.54)$$

unde:

- σ_{ech} este efortul unitar normal echivalent celor trei eforturi σ_1, σ_2, σ_3 după direcțiile axială, tangențială și radială [daN/cm²];
- σ_a - rezistența admisibilă a materialului, corespunzătoare temperaturii de funcționare [daN/cm²] calculată cu relația 11.4.2.

Se recomandă verificarea rezistenței materialului după teoria energiei potențiale de deformație. Efortul unitar după cele trei direcții se calculează conform relațiilor generale:

- pe direcție axială

$$\sigma_{ax} = \frac{\sum P}{S} \pm \frac{M}{W} \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.55)$$

unde:

- $\sum P$ este suma forțelor axiale totale ce acționează în secțiunea de verificat [daN];
- S - aria secțiunii peretelui conductei [cm²] - (tab. 11.4.1);
- M - momentul total dat de greutatea proprie a conductei M_g, de forțele de reacțiune elastică M_e și, în cazul amplasării aeriene, momentul dat de vânt M_v [daN/cm];
- M se poate calcula după relația generală:

$$M = \sqrt{M_g^2 + (M_e + M_v)^2} \quad [\text{daN/cm}] \quad (11.4.56)$$

W este modulul de rezistență al conductei [cm³] - (tab. 11.4.1)

- *pe direcție tangențială* - efortul se datorează de cele mai multe ori presiunii interioare p_i

$$\sigma_t = \frac{pD_i}{2s} \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.57)$$

unde:

- D_i este diametrul interior al conductei [cm];
- s - grosimea peretelui țevii [cm];
- *pe direcție radială:*

$$\sigma_r = -p_i \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.58)$$

În situația în care coeficientul mediu: $\sigma = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$ în care σ_1, σ_2 și σ_3 sunt eforturile pe cele trei direcții în ordine descrescătoare, este pozitiv (cu efect de întindere), relația de verificare este:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.59)$$

în care:

- ν este coeficientul lui Poisson, cu valoarea 0,3;
- σ_a - rezistența admisibilă [daN/cm²], calculată după relația 11.4.2.

În cazul unui efort mediu negativ (cu efect de compresiune), relația de verificare este:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq \sigma_a \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.60)$$

În ipoteza în care relația 11.4.54 nu se verifică, se recomandă alegerea unei conducte cu grosimea „s" a peretelui conductei superioară celei luate în calcul sau alegerea unei mărci de oțel astfel încât relația să fie satisfăcută. Se mai poate proceda, de asemenea, la modificarea elementelor schemei termomecanice în scopul reducerii forțelor de frecare și a celor de elasticitate.

11.4.9. Calculul mecanic în ipoteza utilizării conductelor preizolate

11.4.9.1 Elemente generale de proiectare

În principiu, calculul mecanic pentru cazul utilizării conductelor preizolate presupune parcurgerea acelorași etape ca și în cazul utilizării conductelor clasice. Pentru conductele preizolate tehnologia montării lor direct în sol (sprijinirea fiind uniform continuă) conferă anumite particularități ce se impun a fi cunoscute.

În exploatare, rețelele de conducte de termoficare preizolate, îngropate, sunt solicitate cu încărcări având caracter:

- *permanent* - din greutatea proprie și acoperirea cu pământ;
- *temporar (cvasi-permanent)* - din greutatea apei din conducta utilă, din efectul variației de temperatură și, eventual, al pretensionării (dacă este cazul);
- *temporar (variabil)* - din acțiunea locală a vehiculelor de la suprafața terenului;
- *accidental* - din acțiunea undelor seismice sau ca efect al închiderii bruște a vanelor.

Deformarea unui tronson de lungime L se produce atunci când tensiunea internă σ_t (care crește odată cu creșterea temperaturii) egalează tensiunea σ_f generată de forța de frecare. Astfel, pentru o anumită lungime a tronsonului L se poate determina variația de temperatură Δt_k care corespunde antrenării în procesul de deformare a întregului tronson.

Din egalitatea $\sigma_t = \sigma_f$, rezultă:

$$\Delta t_k = \frac{\mu \cdot q \cdot L}{\alpha \cdot E \cdot A} \quad [^\circ\text{C}] \quad (11.4.61)$$

în care:

- μ este coeficientul de frecare între sol și mantaua de protecție a conductei

(se pot utiliza valori de 0,5...0,55);
- q - forța verticală generată de greutatea solului de deasupra conductei [N/m];
- α - coeficientul de dilatare [mm/m·K];
- E - modulul de elasticitate al conductei [daN/cm²];
- A - aria secțiunii transversale prin peretele conductei [cm²].

Ca urmare a observației anterioare se justifică determinarea unei lungimi maxime de conductă L_{max} caracterizată prin nedepășirea tensiunii admisibile a oțelului σ_a. Rezultă astfel:

$$L_{max}=\frac{\alpha \cdot \Delta t_a \cdot E \cdot A}{\mu \cdot q} \text{ [m]} \quad (11.4.62)$$

unde Δt_a este variația admisibilă de temperatură, corespunzătoare tensiunii maxime admisibile, adică:

$$\Delta t_a=\frac{\sigma_a}{\alpha \cdot E} \text{ [°C]} \quad (11.4.63)$$

Pentru calculul forței de apăsare a solului q se utilizează relația:

$$q = \pi D h \rho g \text{ [N/m]} \quad (11.4.64)$$

unde:
- D este diametrul mantalei [m];
- h - adâncimea de pozare (considerată față de axul conductei) [m];
- ρ - densitatea solului [kg/m³];
- g - accelerația gravitațională [m/s²].

În ipoteza montării conductelor fără pretensionare termică, dilatarea poate fi blocată în limite admise pe tronsoane rectilinii, dacă se prevăd puncte fixe la extremități fără compensatoare de dilatare, cu condiția ca variația de temperatură să nu conducă la depășirea tensiunii admisibile; altfel spus, tronsoane rectilinii, cu $L \geq L_{max}$ pot suporta încălzirea până la Δt_a fără compensator de dilatare dacă $\Delta t_n \leq \Delta t_a$.

În cazul pretensionării termice, în proporție de 50 %, lungimea unui tronson rectiliniu situat de o parte a compensatorului poate depăși L_{max} dacă $\Delta t_n \leq 2 \cdot \Delta t_a$; în acest caz, pe tronsoanele rectilinii se renunță la compensatoarele de dilatare, având prevăzute puncte fixe la extremități.

Pentru L_{max} variația maximă (admisibilă) a temperaturii (Δt_a) este egală cu variația limită a temperaturii (Δt_L).

În funcție de calitatea oțelului se pot accepta valori de:
σ_a = 1200 daN/cm² pentru OL37, OLT 35
σ_a = 1500 daN/cm² pentru OL 50

Pentru valori de:
α = 12·10⁻⁶ mm/m·K
E = 2·10⁶ daN/cm²
rezultă Δt_a = 50 °C pentru
σ_a = 1200 daN/cm² și Δt_a = 62,5 °C pentru σ_a = 1500 daN/cm²

Dacă lungimea unui tronson rectiliniu se limitează la L_{max} pentru a-l încălzi peste Δt_a este nevoie de introducerea unui compensator de dilatare. Tensiunea internă va crește până la σ_a, rămânând constantă la depășirea variației de temperatură Δt_a, până la variația nominală de temperatură (Δt_n).

Variația nominală de temperatură este:

$$\Delta t_n = t_n - t_0 \text{ [°C]} \quad (11.4.65)$$

unde t_n este temperatura nominală a agentului termic, iar t_0 este temperatura de montare (se poate considera +10°C).

11.4.9.2 Configurații elastice

Conductele pozate în pământ se descompun în tronsoane cu ajutorul punctelor fixe. Descompunerea se realizează având în vedere satisfacerea simultană a cerințelor de evitare a solicitărilor nepermise și formarea economică a sistemelor de conducte după următoarele criterii:
- dilatarea termică a conductelor se preia prin compensare naturală (în clădiri, canale termice) și prin compensatoare curbate în formă de „U", axiale, de construcție specială, sau lenticulare.
- distanța maximă între mijlocul compensatorului „U" și punctul fix învecinat (fig. 11.4.18) este de:

$$L < 0{,}9 \cdot L_{max} \text{ [m]}$$

unde L_{max} este lungimea maximă teoretică de mișcare calculată cu relația 11.4.62
- distanța maximă între două puncte fixe consecutive în cazul compensatoarelor montate la mijlocul tronsonului nu poate depăși valoarea de (1,8...2) L_{max} - (fig. 11.4.18).
- de o parte și de alta a punctului fix, compensatoarele trebuie poziționate la distanțe egale sau aproape egale (pentru echilibrarea forțelor în punctul fix).
- în cazul compensatoarelor natural elastice, acestea se delimitează în modul următor:
  - pentru compensatoare „L" (fig. 11.4.19);
    $L_1/L_2 \leq 5$ pentru Dn < 150
    $L_1/L_2 \leq 3$ pentru Dn > 150
    $L_1, L_2 \leq 0{,}9\ L_{max}$
  - pentru compensatoare „Z" (fig. 11.4.20):

În cazul acestor configurații, în apropierea vârfului de unghi, se lasă porțiuni libere (fără nisip de compactare a conductelor), porțiuni protejate cu perne de dilatare din poliuretan (fig. 11.1.10).

În scopul utilizării economice a compensatoarelor se recomandă, în general, pretensionarea acestora. Pretensionarea se calculează în funcție de temperatura de montaj (cap. 11.4.9.3 punctul B).

Pe lângă compensatoarele amintite

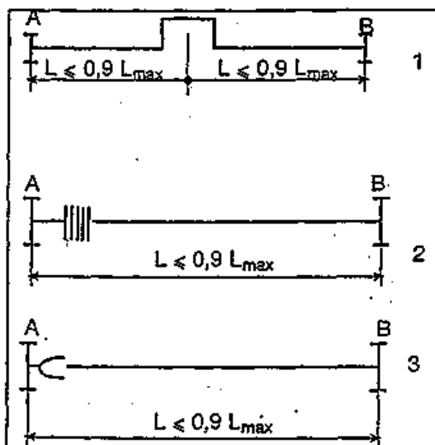


Fig. 11.4.18. Distanța maximă între două puncte fixe consecutive:
1 - compensator curbat în „U";
2 - compensator lenticular;
3 - compensator axial cu presgarnitură.

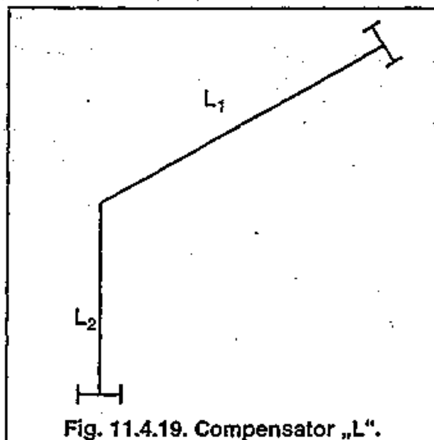


Fig. 11.4.19. Compensator „L".

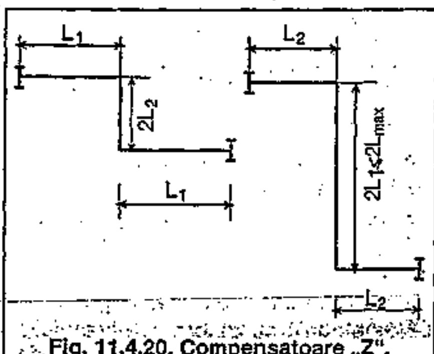


Fig. 11.4.20. Compensatoare „Z".

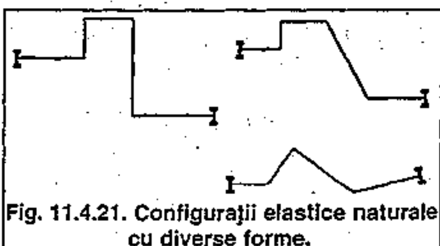


Fig. 11.4.21. Configurații elastice naturale cu diverse forme.

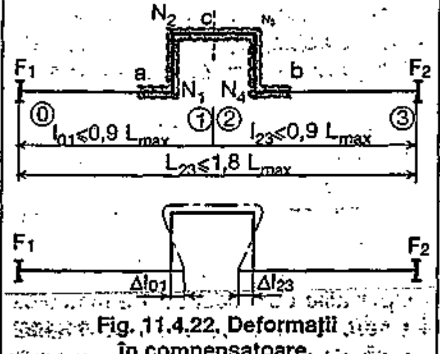


Fig. 11.4.22. Deformații în compensatoare.

se mai pot utiliza compensatoare unghiulare, laterale, pentru preluarea dilatărilor în canale termice, tunele, clădiri etc. În situații mai rare, dar totuși posibil de întâlnit, configurațiile elastice naturale au forme atipice (fig. 11.4.21).

Pentru aceste configurații calculele de verificare au la bază relații generale care se particularizează pentru cazurile uzuale (configurații „L", „Z" și compensatoare „U" simetrice).

11.4.9.3 Calculul deformațiilor termice (generate de variațiile de temperatură)

A. În ipoteza montării conductelor fără pretensionare:

Se prevăd puncte fixe și compensatoare de dilatare:

- pe tronsoane rectilinii (fig. 11.4.22):

În cazul general când $\Delta t_n > \Delta t_k$ se parcurg următoarele etape:

- se calculează L_{max} după relația 11.4.62
- se determină variația de temperatură (Δt_k) ce corespunde antrenării în dilatare a brațelor configurației l_{01} (l_{23}) cu ajutorul relațiilor:

$$\Delta t_{k01}=\frac{\mu\cdot q\cdot l_{01}}{\alpha\cdot E\cdot A}\quad [°C]\qquad (11.4.66\ a)$$

$$\Delta t_{k23}=\frac{\mu\cdot q\cdot l_{23}}{\alpha\cdot E\cdot A}\quad [°C]\qquad (11.4.66\ b)$$

- se calculează deformația fiecărui tronson:

$$\Delta l_{01}=\alpha l_{01}\left(\Delta t_n-\frac{\Delta t_{k01}}{2}\right)\quad [°C]\ (11.4.67\ a)$$

$$\Delta l_{23}=\alpha l_{23}\left(\Delta t_n-\frac{\Delta t_{k23}}{2}\right)\quad [°C]\ (11.4.67\ b)$$

- se calculează deformația întregului tronson de lungime L:

$\Delta L = \Delta l_{01} + \Delta l_{23}$ [m] (11.4.68)

În cazul în care $\Delta t_n < \Delta t_k$ numai o parte din tronsonul de lungime l se dilată, deformația fiind:

$$\Delta L=\alpha\cdot l'\cdot\frac{\Delta t_n}{2}=\frac{\mu\cdot q\cdot l'^2}{2\cdot E\cdot A}\ [m]\qquad (11.4.69)$$

în care l' este lungimea zonei din lungimea tronsonului l care se deformează:

$$l'=\frac{\alpha\cdot\Delta t_n\cdot E\cdot A}{\mu\cdot q}\quad [m]\qquad (11.4.70)$$

În cazul în care $\Delta t_n = \Delta t_k$ deformația este:

$$\Delta L=\frac{\mu\cdot q\cdot l^2}{2\cdot E\cdot A}\quad [m]\qquad (11.4.71)$$

Dacă se urmărește prevederea unui compensator „U" de dimensiuni mai reduse, se execută pretensionarea mecanică a acestuia în proporție de 50% (cu $\Delta L/4$ de fiecare parte a compensatorului „U"). De asemenea, este necesar să se prevadă perne elastice de deplasare laterală pe toată zona compensatorului „U".

- pe tronsoane cu schimbări de direcție (configurații „L" și „Z"):

* *Cazul configurației „L"* (fig. 11.4.23).

Operațiile de calcul sunt următoarele:

- se calculează L_{max} (relația 11.4.62)
- se determină variația de temperatură Δt_{k01} și Δt_{k23} (cu relațiile 11.4.66 a și b)
- deformația fiecărui tronson Δl_{01} și Δl_{23} se calculează cu relațiile 11.4.67 a și b.
- se calculează deplasările laterale ale brațelor configurației;

* deplasarea laterală a brațului l_{01}:

$$D_{01}=\frac{\Delta l_{23}+\Delta l_{01}\sin\beta}{\cos\beta}\quad [m]\qquad (11.4.72\ a)$$

* deplasarea laterală a brațului l_{23}:

$$D_{23}=\frac{\Delta l_{01}+\Delta l_{23}\sin\beta}{\cos\beta}\quad [m]\qquad (11.4.72\ b)$$

În aceste relații, β este unghiul suplementar (peste 90°) dintre brațe. Calculul deplasărilor laterale în zona schimbărilor de direcție este necesar pentru stabilirea grosimii pernelor de dilatare din zona coturilor.

* *Cazul configurației „Z"* (fig. 11.4.24 și 11.4.25):

Se observă că prin unirea extremităților configurației „Z" se obțin două configurații „L";

$$\overline{CF}=\overline{DC}\frac{l_{01}}{l_{01}+l_{23}}\quad [m]\qquad (11.4.73\ a)$$

$$\overline{DF}=\overline{DC}\frac{l_{23}}{l_{01}+l_{23}}\quad [m]\qquad (11.4.73\ b)$$

Operațiile de calcul sunt:

- se calculează L_{max} (relația 11.4.62)
- se determină variația de temperatură Δt_k pentru fiecare segment în parte;

$$\Delta t_{k01}=\frac{\mu\cdot q\cdot l_{01}}{\alpha\cdot E\cdot A}\quad [°C]\qquad (11.4.74\ a)$$

$$\Delta t_{k23}=\frac{\mu\cdot q\cdot l_{23}}{\alpha\cdot E\cdot A}\quad [°C]\qquad (11.4.74\ b)$$

$$\Delta t_{kCF}=\frac{\mu\cdot q\cdot l_{CF}}{\alpha\cdot E\cdot A}\quad [°C]\qquad (11.4.74\ c)$$

$$\Delta t_{kDF}=\frac{\mu\cdot q\cdot l_{DF}}{\alpha\cdot E\cdot A}\quad [°C]\qquad (11.4.74\ d)$$

- se calculează deformația fiecărui segment;

$$\Delta l_{01}=\alpha\cdot l_{01}\cdot\left(\Delta t_n-\frac{\Delta t_{k01}}{2}\right)\ [m]\ (11.4.75\ a)$$

$$\Delta l_{23}=\alpha\cdot l_{23}\cdot\left(\Delta t_n-\frac{\Delta t_{k23}}{2}\right)\ [m]\ (11.4.75\ b)$$

$$\Delta CF=\alpha\cdot CF\cdot\left(\Delta t_n-\frac{\Delta t_{kCF}}{2}\right)\ [m]\ (11.4.75\ c)$$

$$\Delta DF=\alpha\cdot DF\cdot\left(\Delta t_n-\frac{\Delta t_{kDF}}{2}\right)\ [m]\ (11.4.75\ d)$$

- se calculează deplasările laterale ale brațelor configurației;

- deplasarea laterală a brațului „D_{01}" este egală cu deformația segmentului CF

$D_{01} = \Delta CF$ [m] (11.4.76 a)

- deplasarea laterală a segmentului CF este egală cu deformația brațului l_{01}

$D_{CF} = \Delta l_{01}$ [m] (11.4.76 b)

- deplasarea laterală a brațului l_{23} este egală cu deformația segmentului DF

$D_{23} = \Delta DF$ [m] (11.4.76 c)

- deplasarea laterală a segmentului DF este egală cu deformația brațului l_{23}.

$D_{DF} = \Delta l_{23}$ [m] (11.4.76 d)

- Observație: În cazul în care lungimea brațului transversal are o lungime relativ mică se prevăd perne de dilatare pe toată zona coturilor (fig. 11.4.25).

În cazul unui braț transversal de lun-

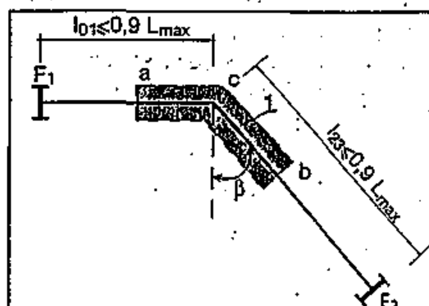


Fig. 11.4.23. Deformații la schimbări de direcție:
1 - zona de prevedere a pernelor de dilatare.

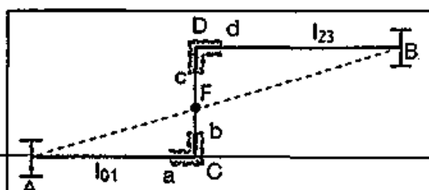


Fig. 11.4.24. Deformații la configurația „Z" a rețelei.

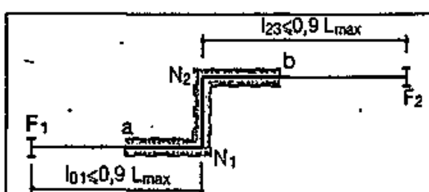


Fig. 11.4.25. Zona coturilor la configurația „Z" cu braț transversal scurt.

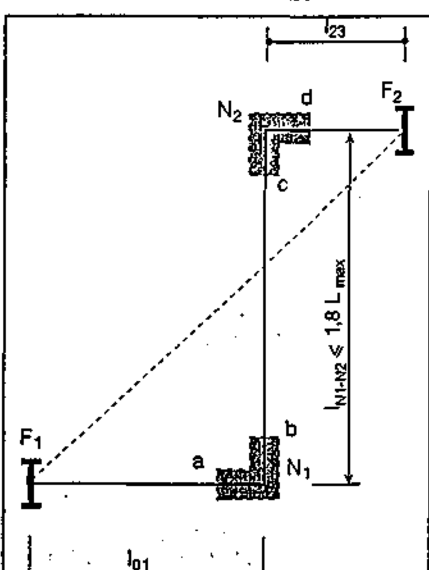


Fig. 11.4.26. Zona coturilor la configurația „Z", cu braț transversal lung.

gime mare (fig. 11.4.26) se prevăd perne de dilatare strict în zona coturilor. În calculele de verificare a tensiunilor și de stabilire a eforturilor se consideră un punct fix natural pe intervalul N_1-N_2, obținând două configurații „L".

B. În ipoteza montării conductelor cu pretensionare termică

Prin pretensionarea termică a conductelor în faza de montare, se urmărește reducerea costului de investiții ca urmare a diminuării dilatărilor, deci și a dimensiunii compensatoarelor; în anumite condiții este posibilă chiar eliminarea compensatoarelor de dilatare pe tronsoanele rectilinii ale rețelei dacă ($\Delta t_n \leq 2\Delta t_a$).

Fazele de executare a pretensionării termice sunt următoarele:

- Conductele se așează în șanț, pe un pat de nisip de 10...20 cm, omogen, uscat și bine compactat, respectându-se schema termomecanică prevăzută prin proiectare. În această fază punctele fixe au executată numai infrastructura de rezistență, fără ca țevile să fie prinse de aceasta. Se exceptează un punct fix de la o extremitate sau din zona de mijloc a rețelei, care se execută în soluție definitivă. Conductele sunt libere să se dilate odată cu creșterea temperaturii.
- Conductele din oțel sunt legate la o sursă caldă (punct termic, centrală termică, o sursă termică sau electrică mobilă etc.) și sunt încălzite de la temperatura inițială t_0, cu o variație de temperatură egală cu Δt_n. Ca temperatură inițială se poate considera +10 °C, această temperatură fiind asimilată cu temperatura solului la adâncimea de montare înainte de punerea în funcțiune. Temperatura de pretensionare poate fi deci:

$$t_p = \frac{\Delta t_n}{2} + t_0$$

Prin încălzire conductele se dilată înspre extremitățile libere. Se pun în evidență, prin măsurări, valorile dilatărilor.

- După obținerea regimului termic stabilit, timp de cel puțin 3...4 ore, și verificarea dilatărilor, se trece la faza de rigidizare (prindere) a conductelor de infrastructura reazemelor fixe de la extremități și de pe traseu, menținând temperatura de pretensionare. Suporturile provizorii se îndepărtează.
- Menținând regimul termic de pretensionare se astupă șanțul, cu nisip și pământ, până la cotele finale conform tehnologiei de execuție.
- Se întrerupe sursa de căldură, conductele răcindu-se până la temperatura solului.

În această fază apar tensiunile de întindere generate de răcire, cu efect de contracție progresivă, pe măsură ce este egalată forța de frecare.

În ceea ce privește calculul deformațiilor termice, a eforturilor și a tensiunilor, în cazul pretensionării, se ia în considerare o variație de temperatură egală cu jumătate din variația totală, nominală de temperatură a conductelor.

Pentru efectuarea calculului mecanic complet al rețelelor de conducte preizolate, amplasate direct în sol, se utilizează programe de calcul automat fundamentate pe literatura de specialitate și pe normele europene EN 253.

11.5. Executarea rețelelor termice

11.5.1. Probleme generale

Executarea rețelelor termice are la bază „Proiectul tehnic" și „Detaliile de execuție" elaborate în urma avizelor și acordurilor emise de beneficiar, instituția finanțatoare etc.

În general, odată stabilit constructorul (executantul) prin licitație sau, după caz, prin adresare directă, se parcurg următoarele etape:

- Analiza proiectelor privind rețeaua termică, lucrările conexe și modificările în rețelele edilitare afectate.
- Verificarea existenței avizelor și acordurilor legale ce cad în sarcina beneficiarului (proiectantului).
- Obținerea acordurilor și autorizațiilor legate de executarea rețelei (Poliția rutieră, Administrația domeniului public (ADP) etc).
- Elaborarea proiectului de organizare a șantierului: eșalonarea lucrărilor; depozitarea materialelor; programarea utilajelor; aprovizionarea etc.
- Executarea, pe etape, a rețelei.

11.5.2. Executarea rețelelor termice amplasate subteran, în canal

Etapele (fazele) de executare a rețelei:

- Trasarea pe teren, cu marcarea punctelor caracteristice: reazeme fixe, compensatoare în formă de U, cămine de vizitare, ramificații, schimbări de direcție etc.; participă: maistrul lucrării, proiectantul și topometrul șantierului.
- Se transmit echipelor și se marchează pe trasee dimensiunile săpăturii (lățime, adâncime) pe baza detaliilor conținute în planșe (desene). După ce se verifică, prin sondaje, situația rețelelor edilitare subterane, se execută săpătura, manual sau mecanic, cu sprijinirile laterale necesare, conform proiectului.
- Se asigură transportul pământului excedentar ce rezultă din săpătură.
- Se execută canalul și căminele de vizitare, din elemente prefabricate sau în structură monolit, conform proiectului. Se execută apoi infrastructura reazemelor mobile (perne pe radier, console, cadre metalice etc.) și a reazemelor fixe.
- Lansarea și montarea conductelor, inclusiv a ramificațiilor, coturilor reazemelor fixe, cu verificarea respectării pantelor, conform proiectului; în această fază se execută și pretensionarea în formă de U.
- Spălarea hidropneumatică a rețelei, pe zone.
- Proba hidraulică a sudurilor.
- Executarea izolației termice a conductelor.
- Montarea robinetelor de secționare.
- Acoperirea cu plăci prefabricate a canalelor și executarea izolației hidrofuge a acestora (inclusiv a camioanelor), acoperirea cu pământ a canalelor și căminelor și refacerea situației inițiale de la suprafața solului (strat vegetal, structură de drum etc.).
- Efectuarea recepției lucrărilor conform Regulamentului aprobat prin H.G. nr. 273/1994.

În cazul amplasării supraterane a conductelor, etapele de executare sunt, în principiu, identice cu cele de mai sus, cu deosebirea legată de partea de construcție; în acest sens, apare etapa de săpare a gropilor de fundare a stâlpilor și de turnare a fundațiilor din beton; se execută apoi „plantarea" (montarea) stâlpilor, de regulă, prefabricați din beton armat sau metalici.

11.5.3. Executarea rețelelor termice, amplasate direct în sol utilizând țevi preizolate cu spumă de poliuretan

Fazele de execuție a rețelei:

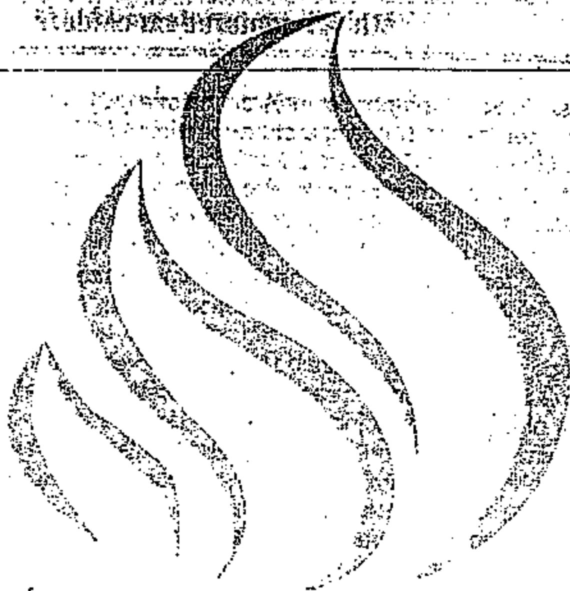
- Trasarea pe teren a rețelei, cu marcarea punctelor (zonelor) caracteristice: reazeme fixe, ramificații, compensatoare de dilatare, cămine de vizitare etc.; participă: maistrul lucrării, proiectantul și topometrul șantierului.
- Se transmit echipelor și se marchează pe traseu, dimensiunile săpăturii (lățime și adâncime). După ce se verifică, prin sondaje, situația rețelelor edilitare subterane, se execută săpătura, manual sau mecanizat, cu sprijinirile laterale necesare, conform proiectului.
- Se asigură transportul pământului excedentar ce rezultă din săpătură.
- Se plasează pe radier, suporturile provizorii ale conductelor la cotele ce asigură continuitatea rezemării și panta acestora.

- Turnarea fundației suporturilor fixe.
- Lansarea și pozarea conductelor, pe zone, cu verificarea respectării pantelor din proiect.
- Executarea îmbinărilor între tronsoanele de conducte, inclusiv, montarea ramificațiilor, coturilor etc.
- Realizarea primului strat de nisip, bine compactat.
- Spălarea hidropneumatică a rețelei, pe zone.
- Proba hidraulică a sudurilor.
- Realizarea continuității sistemului de avertizare.
- Executarea căminelor de vizitare.
- Montarea robinetelor.
- Executarea izolației termice în zonele de îmbinare, inclusiv etanșarea acestora. Montarea pernelor la coturi.
- Executarea pretensionării termice a rețelei conform proiectului. În proiect, este necesar să se detalieze: tehnologia de pretensionare, sursa de căldură, parametrii de lucru, deformațiile extremităților zonei de rețea ce se pretensionează etc.

În cadrul operației de pretensionare intră și acoperirea cu nisip compactat și cu pământ.

Pretensionarea se încheie cu răcirea conductelor și verificarea deformațiilor.

- Refacerea situației inițiale de la suprafața solului (strat vegetal, structură de drum etc.).
- Proba tehnologică.
- După executarea rețelei se efectuează recepția lucrărilor conform regulamentului aprobat prin H.G. nr. 273/1994.





II. Alimentarea cu căldură

Capitolul 12

Reglarea furnizării căldurii



12.1. Principii

Obiectivul reglării în procesele de încălzire, ventilare și de preparare a apei calde de consum constă în menținerea mărimii reglate (temperatura, presiunea sau debitul fluidului purtător de căldură) la valoarea prescrisă.

Scopul reglării vizează satisfacerea nevoilor reale de căldură ale abonaților în condițiile unor costuri minime și respectării cerințelor privind parametrii optimi de confort.

În general, funcția simplă de reglare a proceselor menționate se poate asocia (completa) cu alte funcții ale buclelor de automatizare și anume de:

- *programare*, preluată de regulatoarele electronice, care constă în modificarea, în timp, a valorii mărimii reglate după preferințe specifice, locale (de exemplu: regim de zi/noapte, regim de lucru/repaus etc.);
- *optimizare*, care constă în controlul a mai multor mărimi pe baza cărora se comandă organele de execuție (de exemplu: temperatura agentului termic și temperatura interioară din clădiri; temperatura apei calde de consum și temperatura agentului termic primar în schimbătoarele de căldură);
- *securitate*, care constă în operarea de comenzi în scopul protecției, atât a utilizatorilor și personalului de exploatare cât și a echipamentului instalației.

Un sistem reglat cuprinde:

- clădirile cu instalațiile interioare de alimentare;
- rețeaua de distribuție a fluidelor purtătoare de căldură;
- schimbătoarele de căldură, pompele de circulație, pompele de amestec și pompele de adaos constituind, după caz, echipamentul tehnologic de bază;
- componentele buclelor de reglare: robinete de reglare, traductoare, regulatoare;
- rețeaua de transport și distribuție a fluidelor purtătoare de căldură la parametrii medii (apă fierbinte sau abur de presiune medie).

Pentru îndeplinirea funcției de reglare a proceselor se pot utiliza două metode:

a) Mărimea reglată este măsurată, valoarea acesteia este comparată cu valoarea prescrisă și se acționează asupra puterii termice pentru ca valoarea mărimii reglate să se apropie, în limite strânse, de valoarea prescrisă. În acest caz, reglarea se face „în buclă închisă" fiind specifică controlului temperaturii interioare în procesul de încălzire a clădirilor sau controlului temperaturii de preparare a apei calde de consum.

b) Mărimea reglată este măsurată și comparată cu valoarea prescrisă, în corelare cu variația perturbațiilor care influențează nevoile de căldură, fără controlul mărimii care reflectă strict calitatea serviciului. În acest caz, reglarea se face „în buclă deschisă", un exemplu fiind realizarea corespondenței dintre temperatura apei fierbinți (calde) din conducta de ducere a rețelei care alimentează cu căldură un ansamblu de clădiri și temperatura exterioară a aerului.

Fluxul de energie emis de un fluid purtător de căldură este exprimat cu relația:

$$Q = G \cdot c(t' - t'') \text{ [W]} \quad (12.1.1)$$

în care:

- Q este puterea termică emisă [W];
- G - debitul maxim de fluid [kg/s];
- c - căldura masică a fluidului [J/kg·K];
- t' - temperatura fluidului la intrarea în schimbătorul de căldură [°C];
- t'' - temperatura fluidului la ieșirea din schimbătorul de căldură [°C].

Pentru modificarea puterii termice implicate în desfășurarea procesului (de încălzire sau de preparare a apei calde de consum) se poate acționa în variantele:

- G = constant; t' = variabil;
- t' = constant; G = variabil;
- G = variabil; t' = variabil.

În fiecare variantă, temperatura t'' a fluidului la ieșirea din schimbător este variabilă, depinzând de parametrii fluidului secundar.

Dintre metodele de reglare menționate, cea bazată pe variația atât a debitului de fluid cât și a temperaturii acestuia (reglarea mixtă) este cea mai avantajoasă, fiind elastică, eficientă, economică.

12.2. Construcțiile în procesul de încălzire

Necesarul de căldură pentru încălzirea unei clădiri are o structură cu două componente variabile și anume:

Q_T - „pierderile" de căldură ce rezultă prin transfer de la mediul interior la cel exterior traversând pereții exteriori, ferestrele, planșeele delimitatoare etc.;

Q_a - „pierderile" de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat (introdus) în clădire.

Corespunzător acestor fluxuri de căldură, coeficientul global X_t (§ 10.1.2) denumit și „caracteristica termică de încălzire" are structura:

$$X_t = X_T + X_a \quad \text{[W/m}^3\text{·K]} \quad (12.2.1)$$

putând fi folosit la determinarea necesarului de căldură, fără considerarea aporturilor exterioare și interioare de căldură:

$$Q = X_t \cdot V_e \cdot (t_i - t_e) \quad \text{[W]} \quad (12.2.2)$$

în care:

- t_i este temperatura interioară medie (preponderentă) din clădire [°C];
- t_e - temperatura exterioară [°C].

Relația 12.2.2 exprimă „comportamentul static al clădirii", la nivel teoretic, dacă nu se ține seama de aporturi - datorită radiației solare (ca aport exterior) și datorită prezenței oamenilor și aparatelor în funcționare (ca aporturi interioare).

În figura 12.2.1 se prezintă atât curba caracteristică teoretică, conform relației 12.2.2, cât și curba reală a puterii termice de încălzire ținând seama, informativ, de contribuția aporturilor gratuite de căldură la realizarea temperaturii interioare:

$$Q_i = X_t \cdot V_e \cdot (t_i - t_e) - \Sigma Q_{ap} \text{ [W]} \quad (12.2.3)$$

în care ΣQ_{ap} reprezintă suma fluxurilor de energie termică ce provin, ca aporturi, de la radiația solară, oameni și aparate.

Un alt factor influent, din punctul de vedere al definirii curbei reale a puterii termice necesare, este viteza vântului diferită de viteza de calcul, cu efect direct asupra debitului de aer infiltrat prin neetanșeități și deci asupra nevoii de căldură pentru încălzire.

O modalitate de a ține seama de diminuarea nevoilor de încălzire ca urmare a contribuției aporturilor gratuite de căldură, ca efect global, constă în asigurarea unei temperaturi a agentului termic pe conducta de ducere a rețelei cu 1...3 °C mai mică decât temperatura teoretică din graficul de reglare. Local, în încăperi, soluția recomandată pentru corectarea fluxului de căldură emis de corpurile (aparatele) de încălzire constă în prevederea de robinete de reglare termostatice, la fiecare din aceste emițătoare.

Comportamentul static al construcțiilor în procesul de încălzire are ca premisă schimburile de căldură în flux permanent (stabil). Deoarece în plan real, pe de o parte, intervin factorii perturbatori (temperatura, vântul, aporturile

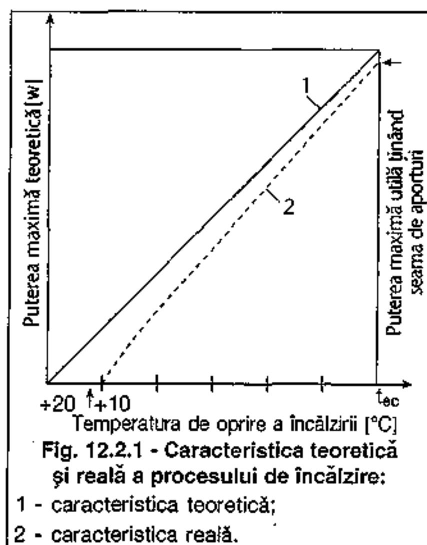


Fig. 12.2.1 - Caracteristica teoretică și reală a procesului de încălzire:
1 - caracteristica teoretică;
2 - caracteristica reală.

gratuite etc.) dintre care unii sunt cu totul aleatori iar, pe de altă parte, se introduc în mod deliberat, diferite regimuri de funcționare, schimburile de căldură se desfășoară în mod nepermanent; astfel, parametrii de climă interioară suferă variații, cu o anumită viteză, ca urmare a elementelor de construcții și obiectelor din clădiri care, în funcție de capacitățile de acumulare (inerția termică), absorb sau restituie energia termică. Aceste fenomene definesc „comportamentul dinamic" al clădirilor în procesul de încălzire.

Se distinge „inerția elementelor de construcții exterioare (a anvelopei)" și „inerția masei interne"; inerția globală a clădirii și, pe segmente, a încăperilor, determină răspunsul dinamic al parametrilor de climă interioară la o variație în treaptă sau în impulsuri a parametrilor activi în proces (temperatura agentului termic, apariția însoririi, anularea sau reducerea debitului de fluid etc.).

Dacă relația de bilanț în comportamentul static al unei clădiri oferă elementele necesare dimensionării instalațiilor de încălzire, studiul comportamentului dinamic este necesar pentru conceperea structurii elementelor de construcții și a arhitecturii clădirii și pentru fixarea (programarea) regimurilor de funcționare în cadrul gestiunii energetice a sistemului și pentru alegerea componentelor buclelor de reglare.

12.3. Soluții de reglare

Sunt definite prin modul în care regulatorul corectează mărimea reglată, ca urmare a unei anumite abateri a acesteia față de valoarea de referință (de consemn).

Astfel, se distinge:

a) *reglarea „tot sau nimic"*, aplicabilă la instalațiile de preparare a apei calde de consum cu acumulare și la centralele termice de puteri mici sau relativ mici, controlând temperatura apei la ieșirea din cazan, prin anclanșarea și declanșarea arderii.

b) *reglarea flotantă* (cu regulator tripozițional):

- poziție mediană (de echilibru) a organului de execuție (de exemplu, un robinet de reglare);
- poziția „deschis" (100 %), obținută prin comanda de deschidere a organului de execuție la o anumită abatere, în minus, a valorii mărimii reglate față de valoarea de consemn;
- poziția „închis", obținută prin comanda de închidere a organului de execuție la o anumită abatere, în plus, a valorii mărimii reglate față de valoarea de consemn.

Pentru a obține rezultate satisfăcătoare de la acest mod de reglare este necesar ca viteza de deplasare a organului de reglare să fie mai mare decât viteza de apariție a perturbației (a abaterii mărimii reglate).

Acest mod de reglare se poate folosi la reglarea temperaturii interioare dintr-o clădire (încăpere) prin modificarea debitului de fluid (deci a puterii termice emise).

De asemenea, acest mod de reglare se poate aplica la reglarea temperaturii, prin amestec, a fluidului purtător de căldură, pe conducta de ducere care alimentează o instalație de încălzire. Apare indicat ca într-o astfel de buclă de reglare să se utilizeze un regulator P (proporțional) sau PI (proporțional integral) astfel încât comenzile „pornit" sau „oprit" ale motorului organului de execuție să poată corespunde și unor poziții intermediare, între cele extreme: „închis complet" și „deschis complet".

c) *reglarea progresivă*, în care organul de execuție își modifică poziția, comandat de regulator, în funcție de valoarea abaterii, de viteza de schimbare a puterii termice emise etc.

În acest mod de reglare, regulatorul poate fi:
- proporțional (P);
- integral (I);
- proporțional - integral (PI);
- proporțional - integral - derivativ (PID).

În cazul regulatorului *proporțional* ventilul robinetului de reglare este deplasat cu aceeași valoare pentru fiecare unitate a variației (abaterii) mărimii reglate. Diferența dintre valoarea maximă a mărimii reglate (de exemplu, temperatura ambiantă sau temperatura unui fluid) și valoarea minimă admisă a acesteia reprezintă „banda de proporționalitate".

În figura 12.3.1 se prezintă principiul de funcționare al unei bucle de reglare echipate cu regulator proporțional (P). Acest mod de reglare poate fi aplicat în procesul de încălzire, controlând temperatura ambiantă sau temperatura agentului termic secundar din instalația interioară.

Se pune condiția ca banda de proporționalitate să nu fie prea mică pentru a evita regimul de „pompare" caracterizat prin poziții ciclice extreme „tot sau nimic" cu frecvență mare. Dacă banda de proporționalitate este reglabilă, ea se fixează la punerea în funcțiune a instalației, prin „acordarea" regulatorului.

În cazul modului de reglare *integral* (I) viteza de deplasare a organului de execuție este proporțională cu valoarea ecartului abaterii, respectiv cu diferența dintre valoarea mărimii reglate și valoarea de consemn (de referință) a acesteia.

În acest mod de reglare, atâta timp cât există un ecart al mărimii reglate, regulatorul operează o corecție a poziției robinetului de reglare ceea ce conduce, în final, la anularea ecartului.

În figura 12.3.2 se prezintă, în principiu, relația între poziția robinetului de reglare și mărimea reglată, la o variație „treaptă" a puterii termice necesare, în cazul utilizării regulatorului integral (I).

În cazul modului de reglare *proporțional - integral (PI)*, poziția robinetului de reglare rezultă prin completarea ecartului proporțional cu modul de reglare integral, tendința fiind de anulare a abaterii mărimii reglate. Modul de reglare integral este caracterizat prin „constanta de timp de integrare" care reprezintă timpul după care corecția poziției robinetului de reglare generată de acțiunea „proporțional" este repetată prin acțiunea „integral".

Constanta de timp de integrare depinde de viteza de deplasare a organului de

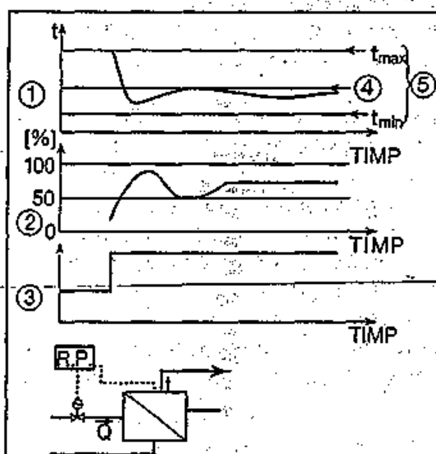


Fig. 12.3.1. Principiul de funcționare a buclei de reglare cu regulator P:
1 - mărimea reglată (temperatura); 2 - poziția robinetului de reglare; 3 - variația sarcinii termice necesare; 4 - valoarea de consemn; 5 - bandă de proporționalitate.

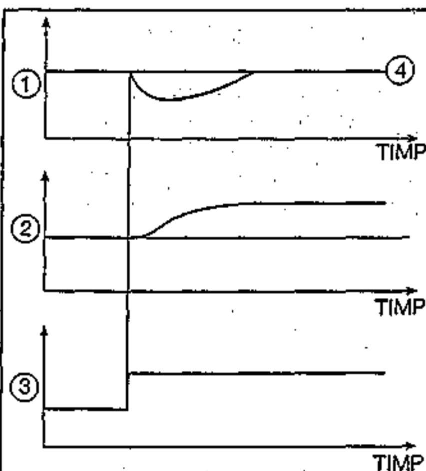


Fig. 12.3.2. Principiul de funcționare a buclei de reglare cu regulator (I):
1 - mărimea reglată; 2 - variația poziției robinetului de reglare; 3 - variația sarcinii termice; 4 - valoarea de consemn.

execuție și se măsoară în minute.

În figura 12.3.3 se prezintă modul de reglare (PI); el se poate aplica în buclele de reglare a temperaturii apei calde de consum preparată instantaneu și în buclele de reglare deschise cu pompe de amestec.

În cazul modului de reglare *proporțional - integral - derivativ (PID)* – figura 12.3.4, se ține seama, suplimentar față de modul (PI), de viteza cu care mărimea reglată se îndepărtează de valoarea de consemn.

Astfel:

- modul (P) corectează poziția robinetului de reglare proporțional cu valoarea abaterii față de valoarea de consemn a mărimii controlate;
- modul (I) corectează poziția robinetului de reglare cu o viteză proporțională cu valoarea abaterii;
- modul (D) corectează poziția robinetului de reglare proporțional cu viteza de variație a abaterii aducând astfel, cel mai repede posibil, mărimea reglată la valoarea sa de consemn, în urma unei perturbații importante.

Un regulator (PID) se adaptează la o buclă de reglare prin trei mărimi caracteristice:

- banda de proporționalitate (BP)
- constanta de timp de integrare (τ_i)
- constanta de timp de derivare (τ_d)

De aceste mărimi țin seama producătorii de regulatoare cunoscând procesele în care aceste componente sunt utilizate.

La punerea în funcțiune a instalațiilor și deci a buclelor de reglare, se efectuează operațiile de acordare a regulatoarelor, intervenind asupra parametrilor:

- eliminarea efectelor modului integral și derivativ (τ_i = maxim și $\tau_d = 0$);
- reglarea benzii de proporționalitate (BP) la valoarea maximă permisă de regulator;
- diminuarea progresivă a BP odată cu provocarea de mici variații, în treaptă, a valorii mărimii reglate;
- se urmărește stabilirea valorii BP care provoacă instabilitatea reglării (BP_i), respectiv mărimea de ieșire este oscilantă și se stabilește constanta de timp de integrare corespunzătoare (τ_{ii}) egală cu perioada unei oscilații.

Sunt indicate următoarele valori ale parametrilor de reglare:

- în cazul regulatorului P: $BP = 2BP_i$
- în cazul regulatorului PI: $\begin{cases} BP = 2{,}3\ BP_i \\ \tau_i = \tau_{ii} \end{cases}$
- în cazul regulatorului PID: $\begin{cases} BP = 1{,}7\ BP_i \\ \tau_i = 0{,}75\ \tau_{ii} \\ \tau_d = 0{,}125\ \tau_{ii} \end{cases}$

Regulatoarele PID prezintă maximum de precizie a reglării, fiind indicate în instalațiile de reglare a temperaturii prin schimbătoare de căldură apă - apă, apă - aer etc.

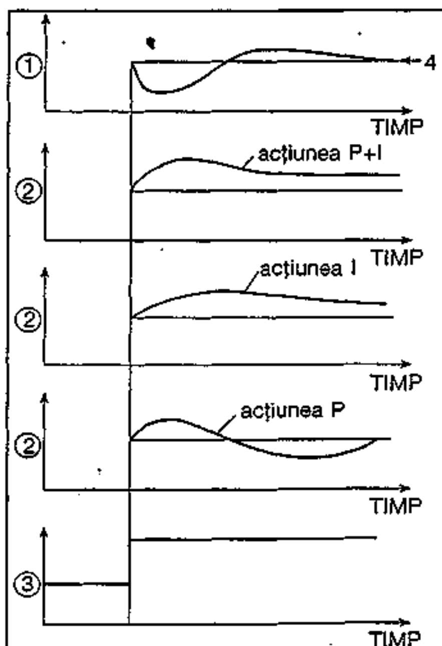


Fig. 12.3.3. Principiul de funcționare a buclei de reglare cu regulator PI:
1 - mărimea reglată; 2 - variația poziției robinetului de reglare; 3 - variația sarcinii termice; 4 - valoarea de consemn.

12.4. Calculul graficelor de reglare

În scopul stabilirii regimului termic de funcționare a instalațiilor de încălzire, a punctelor termice (substațiilor) de racordare a abonaților și a surselor de producere a căldurii este necesar să se calculeze graficele de reglare a sistemului.

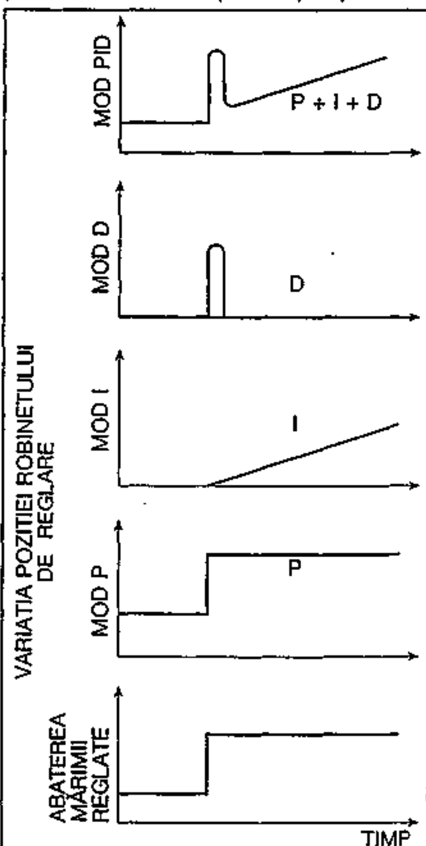


Fig. 12.3.4. Principiul de funcționare a buclei de reglare cu regulator PID.

Graficele de reglare se definesc pentru a răspunde cerințelor instalațiilor de încălzire; pentru celelalte instalații, de ventilare-condiționare și de preparare a apei calde de consum se adaptează regimul termic de funcționare, prin soluții de reglare specifice, în baza graficului aferent procesului de încălzire.

Calculul graficelor de reglare ține seama de următoarele premise:

- coeficienții de transfer de căldură prin elementele de construcții nu prezintă modificări importante în condițiile curente, față de valorile nominale (de calcul);
- viteza vântului este constantă și egală cu cea de calcul (conform STAS 1907);
- nu se ține seama de aporturile de căldură ce provin din radiația solară, prezența utilizatorilor în spațiile încălzite și funcționarea aparatelor casnice.

Ca urmare, graficele de reglare nu pot conține, decât la nivel global și acoperitor, temperaturile fluidului purtător de căldură în funcție de temperatura exterioară și, eventual, de viteza vântului. În consecință, pentru a se corecta fluxul de căldură preluat din instalația de încălzire în vederea înscrierii în nevoile reale ale procesului, se impune aplicarea reglării locale, manual sau automat, prin robinete prevăzute la corpurile de încălzire (de exemplu, robinete termostatice).

Graficele de reglare au o structură distinctă, în funcție de soluția de racordare la rețea a instalației de încălzire.

12.4.1. Racordarea directă

Este cazul construcțiilor urbane sau industriale racordate la o rețea de distribuție de apă caldă sau de apă fierbinte, fără modificarea temperaturii agentului termic (fig. 12.4.1).

Relația de calcul a temperaturii apei din aceste instalații de încălzire este:

$$t_{d,r} = t_i \pm 0{,}5 \cdot \Delta t_n \cdot \frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_n} \cdot \frac{G_n}{G} + \delta_n \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_n}\right)^{\frac{1}{m+1}} \cdot \left(\frac{G_n}{G}\right)^{\frac{p}{m+1}} \quad [°C] \quad (12.4.1)$$

în care:

- t_i este temperatura interioară din spațiul încălzit [°C];
- $\Delta t_n = (t_d - t_r)_n$ - căderea de temperatură nominală în corpurile de încălzire [K];
- $\Delta\theta = t_i - t_e$ - diferența dintre temperatura interioară și cea exterioară [K];
- $\Delta\theta_n = t_i - t_{ec}$; t_{ec} este temperatura exterioară convențională de calcul [K];

- G, G_n - debitul de agent termic în condiţii curente şi, respectiv, în condiţii nominale [kg/s];
- m, p - exponenţi cu valori specifice corpurilor (aparatelor) de încălzire (tabelul 12.4.1).

Valorile exponenţilor m şi p pentru corpurile (aparatele) de încălzire uzuale:

Tabelul 12.4.1

Corpul (aparatul) de încălzire	Exponentul m	p
Radiator din fontă	0,33	0,023
Convector	0,34	0,023
Registru de ţevi (76x3,5)	0,27	0,013
Convecto radiator tip panou	0,30	0,054
Radiator de tablă	0,30	-
Radiator din aluminiu	0,30	0,023
Baterie de aer cald	0,00	0,040➤

➤ (pentru $v_{apă} > 0,4$ m/s)

În cazul reglării calitative, relaţia 12.4.1 se simplifică deoarece $G = G_n$. În figura 12.4.1b se prezintă informativ graficul de reglare în această ipoteză.

12.4.2. Racordarea directă, cu amestec

În acest caz, temperatura din conducta de ducere a reţelei (fig. 12.4.2) se obţine cu ajutorul relaţiei:

$$t_D = t_d + u \cdot (t_d - t_r) \text{ [°C]} \quad (12.4.2)$$

în care u este coeficientul de amestec definit de raportul dintre debitul recirculat şi debitul preluat din reţea:

$$u = \frac{G_2}{G_1} = \frac{t_D - t_d}{t_d - t_r} \quad (12.4.3)$$

Coeficientul de amestec u se stabileşte pentru valorile cunoscute (cele nominale) ale temperaturilor agenţilor ce participă la procesul de amestec. În figura 12.4.2b se prezintă, informativ, graficul de reglare calitativă în cazul racordării directe cu amestec.

12.4.3. Racordarea indirectă

Dacă racordarea instalaţiei interioare de încălzire la reţeaua de apă fierbinte (apă caldă) se face indirect, prin schimbătoare de căldură în contracurent (fig. 12.4.3), calculul temperaturilor apei de reţea (t_D; t_R) are la bază relaţiile:

$$t_D - t_R = \left(t_d - t_r\right) \cdot \frac{t_{D,n} - t_{R,n}}{t_{d,n} - t_{r,n}} \text{ [K]} \quad (12.4.4)$$

$$k \cdot \delta = \left(t_d - t_r\right) \cdot \frac{k_n \cdot \delta_n}{t_{d,n} - t_{r,n}} \quad (12.4.5)$$

în care k este coeficientul global de transfer termic în schimbătorul de căldură, iar δ este diferenţa medie logaritmică de temperatură între cele două fluide (primar şi secundar). Indicele n defineşte valorile nominale ale temperaturii apei din circuitul primar şi cel secundar.

Pentru simplificarea calculului se poate adopta o relaţie liniarizată a diferenţei medii de temperatură:

$$\delta = 0,28 \cdot \delta_{max} + 1,1 \cdot \delta_{min} \text{ [K]} \quad (12.4.6)$$

valabilă în domeniul $9 \text{ K} < \delta < 21 \text{ K}$

Acceptând neglijarea rezistenţei termice a peretelui de separare a fluidelor ce schimbă căldura, inclusiv a stratului admisibil al depunerii de piatră, coeficientul global de schimb de căldură depinde numai de coeficienţii convectivi α_1 şi α_2, conform relaţiei:

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \quad (12.4.7)$$

În cazul schimbătoarelor de căldură tubulare (fascicul de ţevi într-o manta exterioară), coeficienţii de schimb convectiv se pot determina cu relaţiile simplificate:

$$\alpha_1 = \left(1346 + 14 \cdot \bar{t}_1\right) \cdot \frac{v_1^{0,8}}{d_1^{0,2}} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \quad (12.4.8)$$

$$\alpha_2 = \left(1752 + 15,8 \cdot \bar{t}_2\right) \cdot \frac{v_2^{0,8}}{d_2^{0,2}} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \quad (12.4.9)$$

valabile pentru domeniile:

$\bar{t}_1$ - temperatura medie în circuitul primar, în ţevi: $60 < \bar{t}_1 < 110$ °C

$\bar{t}_2$ - temperatura medie în circuitul secundar, între ţevi: $45 < \bar{t}_2 < 85$ °C;

d_1 - diametrul echivalent în circuitul primar: $0,016 < d_1 < 0,03$ m;

d_2 - diametrul echivalent în circuitul secundar: $0,03 < d_2 < 0,06$ m;

$v_{1,2}$ - viteza agenţilor termici $0,4 < v_{1,2} < 1,2$ m/s.

În cazul schimbătoarelor de căldură cu plăci, coeficienţii de schimb convectiv au relaţiile de calcul (pentru

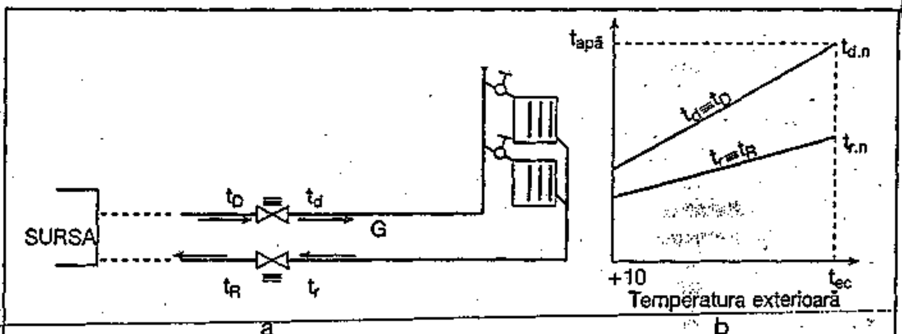
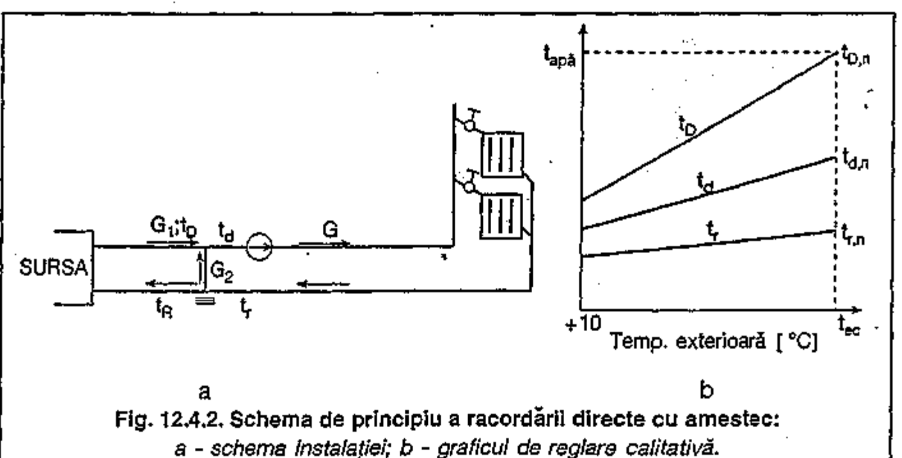
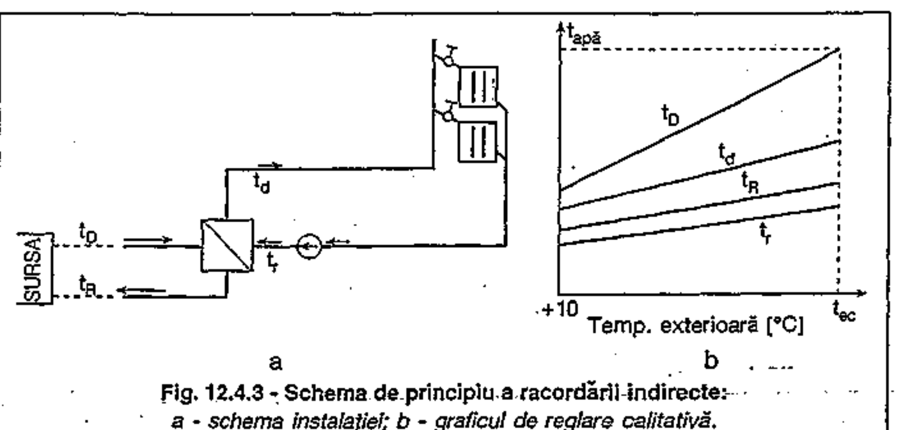


Fig. 12.4.1. Schema de principiu a racordării directe simple:
a - schema instalaţiei; b - graficul de reglare calitativă.



a b

Fig. 12.4.2. Schema de principiu a racordării directe cu amestec:
a - schema instalaţiei; b - graficul de reglare calitativă.



a b

Fig. 12.4.3 - Schema de principiu a racordării indirecte:
a - schema instalaţiei; b - graficul de reglare calitativă.

graficul de reglare a racordării indirecte):

$$\alpha_1=\left(5535+174\cdot\bar{t}_1\right)\cdot\frac{v_1^{0,3}}{(2s)^{0,3}}\left[\frac{W}{m^2\cdot K}\right] \quad (12.4.10)$$

$$\alpha_2=\left(4672+234\cdot\bar{t}_2\right)\cdot\frac{v_2^{0,7}}{(2s)^{0,3}}\left[\frac{W}{m^2\cdot K}\right] \quad (12.4.11)$$

în care s este distanța dintre plăci având valori de 3; 4; 6 mm.

În figura 12.4.3 b se reprezintă, informativ, graficul de reglare în cazul racordării indirecte a instalațiilor de încălzire.

În figura 13.2.7 se prezintă, ca exemplu, un grafic de reglare mixtă în premisa variației în trepte a temperaturii apei de rețea și a obținerii, în cazul racordării indirecte, a graficului de reglare calitativă a circuitului secundar (instalației interioare de încălzire); se pune condiția ca variația debitului de agent primar să fie limitată (debitul minim de cel puțin 40...50 % din debitul nominal).

La nivelul surselor, instalația de pompare trebuie să se adapteze la modificările de debit impuse de PUNCTELE TERMICE de racordare a consumatorilor.

Lanțul acțiunii complexe de reglare, prezentat în figura 12.4.4, conține:

- Reglarea temperaturii apei de rețea din conducta de ducere, în funcție de temperatura medie a aerului exterior și, eventual, și de viteza medie a vântului din modulul de timp de 6 (12) ore adoptat – treapta a I-a, primară, de reglare.
- Reglarea temperaturii agentului termic secundar la PT, în funcție de temperatura exterioară momentană și, eventual, de viteza vântului (pe ramurile mai expuse ale rețelei de distribuție, în cazul reglării distincte, pe segmente specifice); apar, generate de intervenția buclelor de reglare din PT, modificări ale debitului de agent termic primar în schimbătoarele de căldură – treapta a II-a, secundară, de reglare.

Dacă acțiunea de reglare se limitează la această treaptă, efectele prezintă imperfecțiuni din punctul de vedere al realizării parametrilor de climă interioară în încăperi. Se pot lua, cel mult, informații privind temperatura interioară din unele încăperi putând modifica, după caz, curbele de reglare pe care funcționează PUNCTELE TERMICE.

- Reglarea temperaturii interioare din fiecare încăpere prin modificarea locală a debitului de agent din corpurile (aparatele) de încălzire, după decizia utilizatorilor, folosind, de exemplu, robinetele termostatice de radiator.

Această acțiune constituie treapta a III-a, terțiară, de reglare, cea care poate răspunde, la modul optim, cerințelor procesului de încălzire: adaptarea la condiții specifice agreate de utilizatori, elasticitate etc, gestiune rațională, economică.

12.5. Influența vitezei vântului asupra parametrilor de furnizare a căldurii pentru încălzire

Deoarece deplasarea aerului atmosferic (vântul) în spațiul construcțiilor poate produce efecte importante în structura bilanțului schimbului de căldură din clădiri, se recomandă, mai ales la viteze mari ale vântului, să se corecteze valorile temperaturilor cuprinse în graficul de reglare întocmit inițial în funcție numai de temperatura aerului exterior; corecțiile se introduc în funcție de viteza vântului.

Între necesarul de căldură pentru valori curente ale temperaturii exterioare și vitezei vântului și cel corespunzător condițiilor nominale (temperatura minimă de calcul t_{ec} și viteza vântului de calcul v_c se scrie raportul:

$$\beta=\frac{Q_i}{Q_{i,n}}=\frac{C_1\cdot(t_i-t_e)+C_2\cdot v^{4/3}\cdot(t_i-t_e)}{C_1\cdot(t_i-t_{ec})+C_2\cdot v_c^{4/3}\cdot(t_i-t_{ec})} \quad (12.5.1)$$

unde:

- C_1 este o constantă care depinde de pierderile de căldură nominale prin transfer în mediul înconjurător ($Q_{T,n}$):

$$C_1 = Q_{T,n} / (t_i - t_{ec}) \quad (12.5.2)$$

- C_2 este o constantă care depinde de mărimile ce influențează, în condiții normale, fluxul de căldură necesar

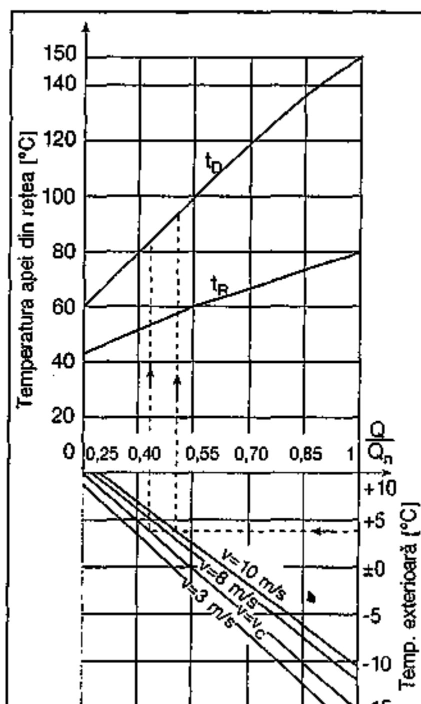


Fig. 12.5.1. Grafic de reglare calitativă în funcție de temperatura aerului exterior și de viteza vântului.

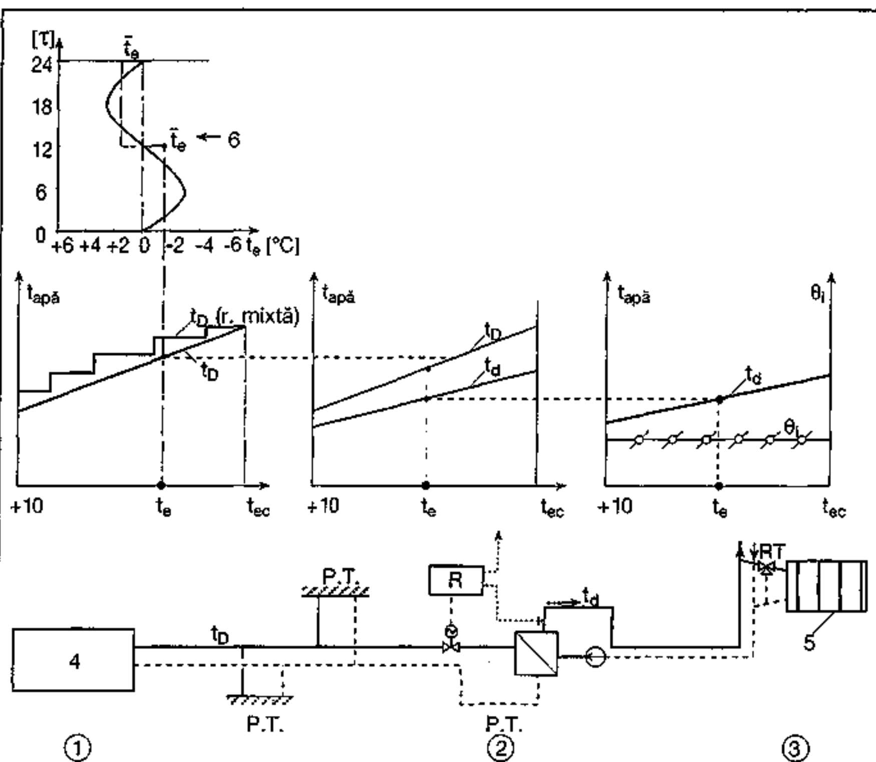


Fig. 12.4.4. Succesiunea etapelor (treptelor) de reglare în cazul sistemelor mari de alimentare cu căldură:

PT - punctul termic; R - regulator; RT - robinet termostatic de radiator; t_e - temperatura exterioară medie într-un modul de timp de 12 ore; θ_i - temperatura interioară din spațiul de încălzire;

1 - treapta I (reglare primară); 2 - treapta II (reglare secundară); 3 - treapta III (reglare terțiară)

4 - sursă; 5 - clădire consumator; 6 - variația temperaturii exterioare într-o zi de iarnă.

încălzirii aerului infiltrat ($Q_{a,n}$)

$$C_2 = \frac{Q_{a,n}}{V_c^{4/3} \cdot (t_i - t_{ec})}$$

În vederea trasării graficului ajutător de corecție, atașat graficului de reglare de bază, se acordă raportului β diverse valori; la fiecare valoare a raportului se dau vitezei vântului mai multe valori din câmpul de variație posibilă a acestui parametru climatic (2; 4; 6; 8; 10; 12 m/s) și rezultă temperatura aerului exterior, conform relației:

$$t_e = t_i - \frac{Q_{i,n}}{C_1 + C_2 \cdot v^{4/3}} \qquad (12.5.3)$$

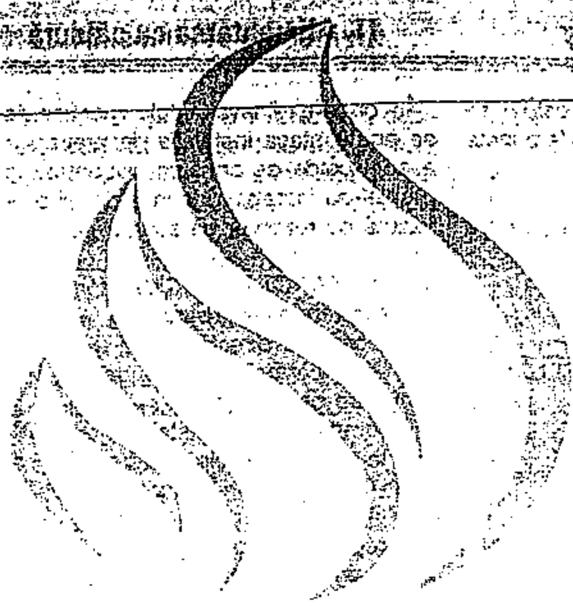
Se unesc apoi punctele de coordonate β, t_e care corespund la aceeași viteză de vânt.

În figura 12.5.1 se prezintă, ca exemplu, un grafic de reglare calitativă, completat cu diagrama de corecție ținând seama de efectul vântului.

Întrucât există diferențe de la o clădire la alta din punctul de vedere al lungimii rosturilor, al coeficienților de infiltrație și al orientării față de direcția vântului, rezultă valori specifice pentru constantele C_1 și C_2 și deci grafice de corecție specifice fiecărui tip de clădire.

În cazul unui ansamblu de clădiri trebuie să fie aplicat un grafic de corecție acoperitor care corespunde valorii maxime preponderente a raportului dintre sarcina termică aferentă încălzirii aerului infiltrat și sarcina termică totală de încălzire. Local, în clădirile (zonele) adăpostite trebuie să se aplice corecții de temperatură și (sau) debit de agent termic în scopul evitării supraîncălzirii acestora.





II. Alimentarea cu căldură

Capitolul 13

Instalații de transformare a parametrilor



13.1. Stațiile de transformare

În cazul sistemelor mari și relativ mari de alimentare cu căldură se aplică soluții în care fluidul purtător de energie este emis de surse la parametri (presiune, temperatură) superiori celor impuși de consumatori.

Fluidul purtător de energie temică (agentul termic primar) asigurat de surse este, de regulă, apa fierbinte sau aburul de presiune medie; fluidul este transportat și distribuit la abonați unde este necesară schimbarea nivelului parametrilor până la valorile cerute de instalațiile consumatorilor (încălzire, ventilare, preparare a apei calde de consum).

Instalațiile în care au loc transformări (modificări) ale valorii parametrilor sunt cunoscute, în România, sub denumirea de PUNCTE TERMICE. În alte țări aceste instalații au diverse denumiri, de exemplu, stații, substații, posturi de racordare etc.

PUNCTELE TERMICE, sub aspectul amplasării, schemei de principiu, echipării cu utilaje și aparatură, se fundamentează pe o serie de date (informații) de bază, și anume: puterea termică pe procese, aria de valori ale parametrilor (circuit primar și circuit secundar), soluția de reglare agreată, natura agenților termici etc.

13.2. Soluții privind racordarea consumatorilor la rețelele de apă fierbinte (apă caldă)

În schemele de racordare se utilizează notațiile și semnele convenționale din tabelul 13.2.1.

13.2.1. Racordarea instalațiilor aferente clădirilor industriale

În cazul întreprinderilor industriale se prevede, de regulă, câte un PUNCT TERMIC (PT) la fiecare hală de producție (PTH). Se poate prevedea și un PT pentru întreaga incintă (PTC) în care să se realizeze măsurarea parametrilor realizați și contorizarea generală a energiei consumate.

În fiecare PTH instalația interioară de încălzire se racordează direct simplu sau, dacă este cazul, direct cu pompe de ridicare a presiunii. Într-un PTH se poate prevedea și instalația de preparare a apei calde de consum.

În figura 13.2.1 se prezintă schema de amplasare a PT din incintele industriale.

Schemele uzuale ale PT au o rezolvare distinctă după cum agentul termic este apa fierbinte (apa caldă) sau aburul de presiune medie.

Pentru apa fierbinte (apa caldă) se disting următoarele categorii de puncte termice având racordarea:

a) directă simplă;
b) directă și cu pompe de ridicare a presiunii;
c) directă și cu buteli de egalizare a presiunii.

Tabel 13.2.1. NOTAȚII ȘI SEMNE CONVENȚIONALE

F	Filtru de impurități
(simbol)	Manometru
(simbol)	Termometru
Rm	Robinet de reglare manual, pentru echilibrare
-(Σw)-	Contor de căldură
-(Σ)-	Contor de fluid
RPD	Regulator de presiune diferențială
VS	Ventil de siguranță
CS	Clapetă de reținere (de sens)
Pc 1, 2	Pompe de circulație
Pr	Pompă de recirculație
Ac	Rezervor de acumulare a apei calde de consum
$S_{I, II}$	Schimbătoare de căldură pentru prepararea apei calde de consum
RRA	Robinet de reglare a presiunii apei calde de consum
RR1	Robinet de reglare a încălzirii
RD	Rezervor de descărcare
VEI	Vas de expansiune închis
Pa	Pompă de adaos
RN	Regulator de nivel
DCA	Dedurizare chimică a apei de adaos
VD	Ventil de descărcare
$S_{1, 2}$	Sonde (traductoare) de temperatură
RG	Regulator electronic
TP_d	Traductor de presiune diferențială
RTS	Robinet termostatic de corp de încălzire
Pm	Pompă de amestec
H	Hupă de semnalizare sonoră
RO	Robinet de ocolire
Rcd	Rezervor de condensat
Pcd	Pompă de condensat
BP	Butelie de purje
Ra	Răcitor de abur
RP	Regulator de presiune
Sp	Separator de condensat

În oricare din variantele menționate se poate atașa instalația de preparare a apei calde de consum alimentată în paralel cu instalația de încălzire și prevăzută cu rezervor de acumulare.

13.2.1.1 PUNCT TERMIC de hală cu racodare directă simplă

Racordarea directă simplă a instalațiilor de încălzire la rețelele de apă fierbinte are ca premise:

- compatibilitatea instalației de încălzire la regimul termic și hidraulic al rețelei primare din perioada rece a anului;
- regimul „static" al rețelei primare este admis și pentru instalațiile secundare;

La realizarea racordării se au în vedere prevederea unor:

- robinete de închidere pentru izolarea instalației secundare;
- armături de reglare în scopul corectării presiunii disponibile la valoarea proprie pierderii de sarcină din instalația secundară;
- armături de protecție a instalației secundare în situațiile în care există pericolul ca presiunea maximă din conducta de ducere să devină mai mare decât presiunea maximă admisă de instalația secundară;
- regulatoare de presiune diferențială în situațiile în care se produc variații mari ale presiunii disponibile în rețeaua primară (este cazul rețelelor în care se admite, în procesul de reglare, variația debitului de agent termic primar).

În figura 13.2.2 se prezintă schema de principiu a unui PTH în ipoteza funcționării cu debit variabil în rețeaua primară.

Această schemă se aplică în situațiile în care $(p_D - p_R) > (p_D - p_R)_n$ ceea ce exprimă că presiunea disponibilă din zona de racordare este mai mare decât presiunea disponibilă necesară nomi-

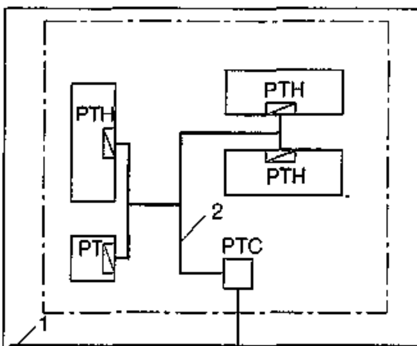


Fig. 13.2.1. Schema rețelei și a P.T. dintr-o incintă industrială:
1- rețeaua exterioară (primară) de apă fierbinte (abur);
2 - rețeaua din incintă; PTH - punct termic de hală; PTC - punct termic central; PT - punct termic aferent clădirii administrative.

nală (corespunzătoare vehiculării debitului nominal de agent termic primar); p_D este presiunea din conducta de ducere: p_R este presiunea din conducta de întoarcere.

În cazul în care schimbătorul de căldură S pentru prepararea apei calde de consum este de tipul „ cu plăci" se pune condiția ca t_A = 70...75 °C (temperatura fluidului primar), în scopul evitării depunerilor importante de piatră; în acest caz se prevede o pompă de amestec P_m cu turație variabilă.

În situațiile în care se impune funcționarea sistemului cu debit constant în rețeaua primară de apă fierbinte, chiar cu riscul unor cheltuieli mai mari pentru energia electrică necesară pompării, se prevăd robinete de reglare cu trei căi pentru procesele de încălzire și de preparare a apei calde de consum.

Schema de principiu a unui PTH în ipoteza funcționării cu debit constant de apă fierbinte în rețeaua primară este prezentată în figura 13.2.3.

Prin prevederea robinetelor de reglare cu trei căi nu se schimbă rezistența hidraulică a circuitelor de alimentare a instalațiilor racordate.

Pe fiecare circuit este prevăzut câte un robinet de reglare manual în scopul realizării echilibrării acestora și înscrierii debitului de agent în valorile nominale impuse de procese.

Aceeași precizare trebuie reținută (ca la schema din figura 13.2.2) în legătură cu justificarea prevederii pompei de amestec P_m.

În instalația de preparare a apei calde de consum, traductorul T_m determină pornirea pompei de circulație P_c atunci când temperatura apei are o valoare minimă admisă (în zona de montare a traductorului) de exemplu, ≤ 35 - 40 °C; traductorul T_M determină oprirea pompei de circulație atunci când la partea inferioară a acumulatorului Ac se atinge valoarea maximă a temperaturii apei, de exemplu, de 50...55 °C.

Este necesar ca sonda de temperatură care apare în bucla de reglare a temperaturii apei calde de consum să fie cât mai aproape de punctul de ieșire a acesteia din schimbătorul S.

13.2.1.2 Punct termic de hală cu racordare directă și pompe de ridicare a presiunii

În cazul în care, din analiza graficului piezometric al rețelei primare de apă fierbinte (apă caldă), se constată că presiunea disponibilă din zona de racordare a abonaților este mai mică decât suma pierderilor de sarcină aferentă vehiculării debitului nominal (maxim) de agent se impune prevederea unor pompe de ridicare a presiunii; pompele se prevăd fie pe conducta de ducere, fie pe cea de întoarcere din PTH, soluția rezultând din analiza condițiilor ce trebuie respectate privind evitarea vaporizării fluidului, evitarea avariilor și evitarea golirii instalațiilor de încălzire.

Atunci când există mai multe circuite, delimitate de distribuitor (Ds) și colector (Cl), este indicat să se monteze pompe de ridicare a presiunii, proprii fiecărui circuit. Debitul acestora este constant sau variabil, după cum s-a acceptat premisa funcționării într-un regim hidraulic sau altul (fig. 13.2.2 și 13.2.3).

În cazul funcționării cu debit variabil, pompele de ridicare a presiunii trebuie să fie alese corespunzător (cu turația variabilă continuă sau în trepte).

În situația în care $p_D > p_R$ (presiunea din conducta de ducere p_D este mai mare decât presiunea din conducta de întoarcere p_R) și $(p_D - p_R) \ll (p_D - p_R)_n$, deci presiunea disponibilă este nesatisfăcătoare, se recomandă prevederea unei butelii de egalizare a presiunii și pompe de ridicare a acesteia, pe fiecare circuit de alimentare. Se obține astfel o independență a consumatorilor față de rețea, din punctul de vedere al regimului hidraulic.

În figura 13.2.4 se prezintă schema unui PTH cu butelie de egalizare a presiunii în premisa debitului variabil de fluid. În acest caz pompa de ridicare a presiunii din instalația de preparare a apei calde de consum P_m are și rol de amestec; P_m are debitul constant, valoarea acestuia stabilindu-se, practic, la punerea în funcțiune, cu ajutorul robinetului de reglare manual R_m punând condiția ca robinetul de reglare RRA să răspundă cerinței ca t_A=70...75 °C, iar temperatura apei calde de consum, la ieșirea din schimbătorul S să fie de 50...55 °C. Debitul pompei de circulație

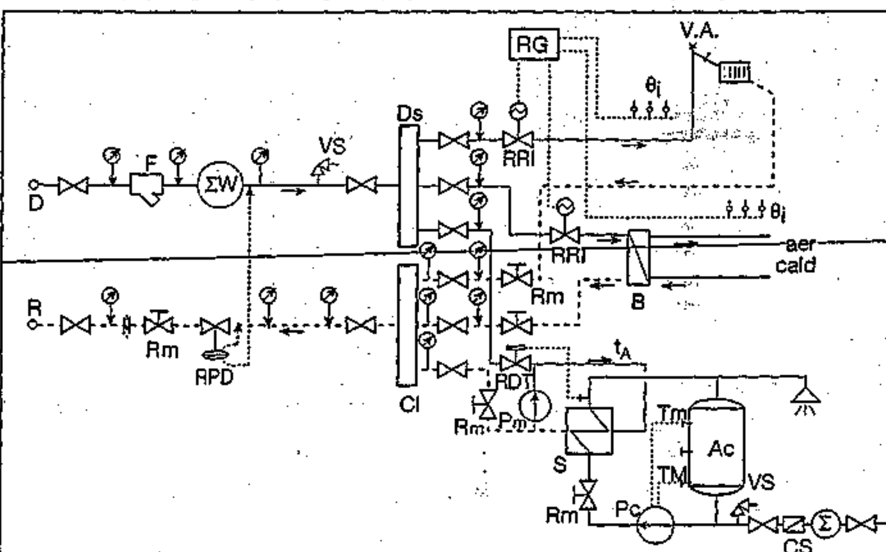


Fig. 13.2.2 P.T.H. Racordarea directă simplă a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în paralel, cu acumulare.
Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii, cu acceptarea variației debitului de fluid în rețeaua primară.

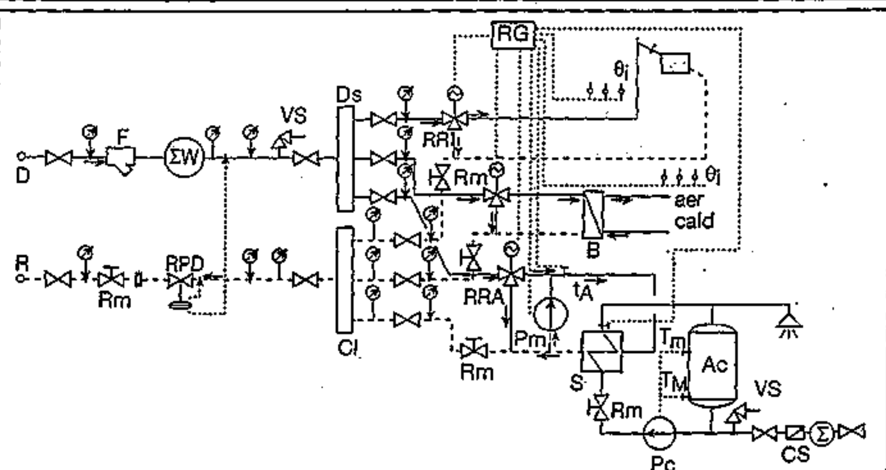


Fig. 13.2.3 P.T.H. Racordarea directă simplă a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în paralel, cu acumulare.
Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii, cu menținerea debitului de fluid din rețeaua primară la o valoare constantă.

P_C, de asemenea, constant, se stabilește practic acționând asupra robinetului de reglare manual R_m al acestui circuit; se acordează astfel instalația de preparare având puterea termică a schimbătorului S cu cerința de a realiza pentru apa caldă de consum temperatura de 50...55 °C (măsurată cu sonda s_1).

Dacă, în urma micșorării necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum (de exemplu, generată de creșterea temperaturii apei reci) temperatura apei calde de consum crește și atinge o valoare maximă admisă (60...65 °C) este necesar ca regulatorul RG să comande blocarea căii de acces în RRA a agentului primar, pompa P recirculând întregul debit de agent, în S, din conducta de întoarcere.

În timpul exploatării instalației, pompa P_m poate avea același regim de funcționare ca P_{C2}, adică să se oprească la atingerea temperaturii de 50...55 °C, măsurată cu sonda T_M (în partea inferioară a acumulatorului), și să pornească la atingerea unei valori minime admise (35...40 °C) măsurată cu sonda T_m (din zona de mijloc a acumulatorului de căldură A_c).

În circuitul primar al buteliei de egalizare a presiunii (BE) debitul de fluid poate fi acceptat cu un spor de 5...10% față de debitul însumat al fluidului din circuitele secundare; în funcționarea corectă a BE nu trebuie să apară fenomenul de amestec între fluidul din conducta de ducere și cel din conductele de întoarcere; ceea ce se poate verifica prin indicațiile termometrelor montate pe aceste conducte, în apropierea de butelie. De asemenea, trebuie să se constate o diferență foarte mică de presiune între punctele care marchează, la nivelul BE, conductele de ducere și, respectiv, de întoarcere. Debitul total necesar în PTH se obține prin acționarea asupra robinetului de reglare manual (R_m) și asupra robinetului de reglare RPD a presiunii diferențiale.

13.2.2. Racordarea instalațiilor aferente clădirilor civile

Clădirile civile cuprind: locuințe, instituții de învățământ, administrative, culturale, financiare etc.

13.2.2.1 Criterii privind racordarea instalațiilor la rețelele de apă fierbinte (apă caldă)

Se delimitează două categorii de soluții de racordare a instalațiilor de încălzire aferente clădirilor urbane, și anume:

- directă, cu amestec prin pompe;
- indirectă.

Din punct de vedere economic este indicat să se adopte racordarea directă cu amestec a instalațiilor de încălzire, cu condiția ca parametrii fluidului termic primar să nu pună în pericol instalațiile de la consumator. În acest caz, nu trebuie să apară fenomenul de golire a instalațiilor de încălzire (de pătrundere a aerului) sau de vaporizare a fluidului. De asemenea, nu trebuie să apară pericolul de avariere a instalațiilor, fenomen generat de depășirea, în funcționare curentă, a presiunii maxime admise de acestea.

Racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire apare, frecvent, ca o soluție impusă, din punct de vedere tehnic, în toate situațiile în care nu se poate respecta cel puțin una din cerințele de evitare a pericolului de golire, de vaporizare și de avariere în microsistemul de alimentare cu căldură al consumatorului.

Racordarea instalațiilor de preparare a apei calde de consum poate avea mai multe rezolvări, în funcție de numărul de trepte (etaje) de schimbătoare de căldură și de poziția acestora față de compartimentul aferent procesului de încălzire.

Apar diferențe între soluțiile de racordare, după cum prepararea apei calde de consum se face instantaneu (cu schimbătoare de căldură de tipul „în contracurent") sau semiinstantaneu (cu schimbătoare de căldură și rezervoare de acumulare, fără serpentină).

Astfel, pentru prepararea apei calde de consum, se pot utiliza următoarele soluții:

- o treaptă de schimbătoare, în serie cu sistemul de încălzire (după acesta) cu injecție și acumulare;
- două trepte de schimbătoare, în paralel cu sistemul de încălzire, cu acumulare (preparare semiinstantanee) sau fără acumulare (preparare instantanee);
- o treaptă de schimbătoare, în serie (prima treaptă) și în paralel (a doua treaptă) cu sistemul de încălzire, cu acumulare sau fără acumulare;
- doua trepte de schimbătoare, ambele în serie cu sistemul de încălzire (înainte și după acesta), fără acumulare.

În principiu, orice soluție de preparare a apei calde de consum se poate combina cu orice soluție de racodare a instalațiilor de încălzire la rețelele de apă fierbinte sau de apă caldă.

Soluția optimă de racordare a instalației de încălzire și de preparare a apei calde de consum rezultă în urma unei analize tehnicoeconomice în care intervin:

- investițiile și cheltuielile de exploatare;
- mărimea și variația debitelor de fluid;
- nivelul (valorile) temperaturii din conducta de întoarcere a rețelei; acest parametru este foarte important în determinarea indicilor tehnico - economici ai centralelor cu ciclu de cogenerare.

13.2.2.2 Racordarea directă cu amestec prin pompe a instalațiilor de încălzire și prepararea apei calde de consum într-o treaptă, în paralel cu sistemul de încălzire

Schema de principiu a unui PT urban în care racordarea instalațiilor de încălzire se face direct cu amestec, prin pompe, la rețeaua de apă fierbinte sau de apă caldă, este prezentată în figura 13.2.5.

Pompele de amestec se pot monta pe conducta de ducere sau pe conducta de întoarcere; soluția de amplasare rezultă din analiza graficului piezometric evitându-se, în orice regim hidraulic de funcționare, pericolul de pătrundere a aerului în instalație, de avariere a acesteia și de vaporizare a fluidului.

Pompele de amestec aferente instalației de încălzire au debitul constant. Temperatura din conducta de ducere la instalația interioară este controlată de sonda s_1, valoarea ei corelându-se cu temperatura aerului exterior prin modificarea raportului de amestec între

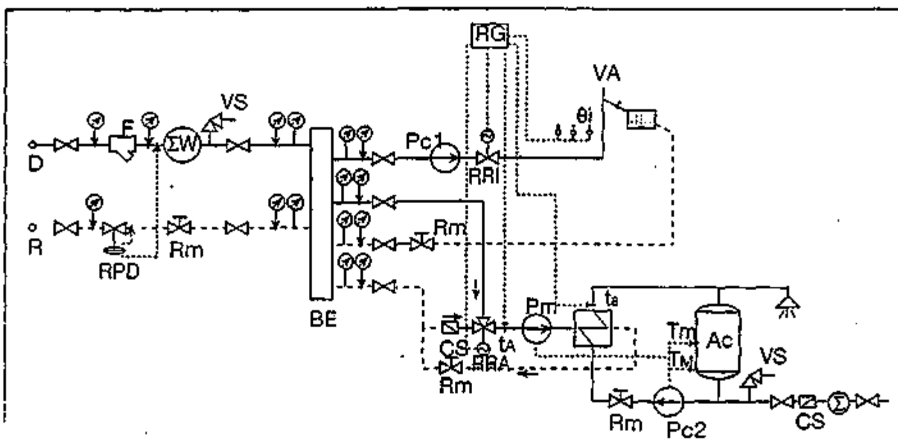


Fig. 13.2.4 P.T.H.. Racordarea directă a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în paralel, cu acumulare; se prevăd butelie de egalizare a presiunii și pompe de ridicare a presiunii pe fiecare circuit.

cele două fluide (cel primar și cel recirculat) cu ajutorul robinetului de reglare RRI, comandat de regulatorul RG.

Soluția de reglare, în varianta debitului constant de agent, prezintă avantajul unui regim hidraulic stabil dar și dezavantajul recirculării unui debit de fluid nerăcit, cu consecința ridicării temperaturii din conducta generală de întoarcere a rețelei primare (ceea ce diminuează eficiența ciclurilor termodinamice din centralele de cogenerare). Pentru a limita aceste efecte este indicat ca temperatura fluidului, asigurată de producător (gestionarul sursei), să se situeze cât mai aproape de valorile indicate în graficul de reglare.

Pentru oprirea funcționării instalației de încălzire se acționează, în sensul închiderii, asupra robinetului de pe conducta de ducere a ramurii respective, fie manual, fie automat (programat) prin regulatorul electronic RG.

În varianta funcționării cu debit variabil de agent termic primar, robinetul de reglare a procesului de încălzire RRI este de tipul cu două căi făcând posibilă obținerea de economii importante de energie electrică pentru pomparea apei de rețea. Se impune însă condiția ca instalațiile de pompare din sursă, inclusiv echipamentul de producere a căldurii, să fie concepute și realizate astfel încât să se adapteze la acest regim, cu limitele raționale ale domeniului în care poate varia debitul de agent primar.

Schema PT se poate adopta dacă sunt mai multe clădiri sau dacă în aceeași clădire apare justificată o reglare distinctă, astfel încât să existe mai multe ramuri din distribuitor - colector, fiecare cu reglarea proprie.

Prepararea apei calde de consum se face semiinstantaneu, cu schimbătorul de căldură S și acumulatorul Ac ; pompa de circulație Pc se oprește când la partea inferioară a Ac se atinge temperatura maximă (50...55 °C) a apei calde de consum (măsurată cu traductorul T_m) și pornește când temperatura se situează sub valoarea minimă admisă (35...40 °C), măsurată cu traductorul T_m).

Recircularea apei calde de consum se realizează cu pompa P_r.

Pentru reglarea temperaturii apei calde de consum (măsurată cu sonda s_1) se prevede robinetul de reglare RRA cu trei căi, comandat de regulatorul RG. În varianta funcționării cu debit variabil, robinetul de reglare RRA este cu două căi.

În cazul în care schimbătorul de căldură S este de tipul „cu plăci" și se pune condiția limitării temperaturii $t_A \le 70...75$ °C se prevede o pompă de amestec P_m între conducta de ducere și cea de întoarcere a circuitului primar. Această pompă este indicat să aibă turația variabilă, comandată de regulatorul RG, condiția fiind ca t_A să aibă, constant, valoarea impusă.

Robinetele de reglare cu acționare manuală R_m sunt prevăzute pentru echilibrarea circuitelor și pentru acordarea instalației, astfel încât să se vehiculeze debitele nominale de agent necesare pe fiecare circuit.

În scopul asigurării instalațiilor racordate față de pericolul de avarie generat de posibila depășire a presiunii maxime admise se prevăd ventile (supape) de siguranță (VS); acestea protejează instalațiile, în special, în cazul anulării circulației prin manevre greșit executate în rețea sau în PT.

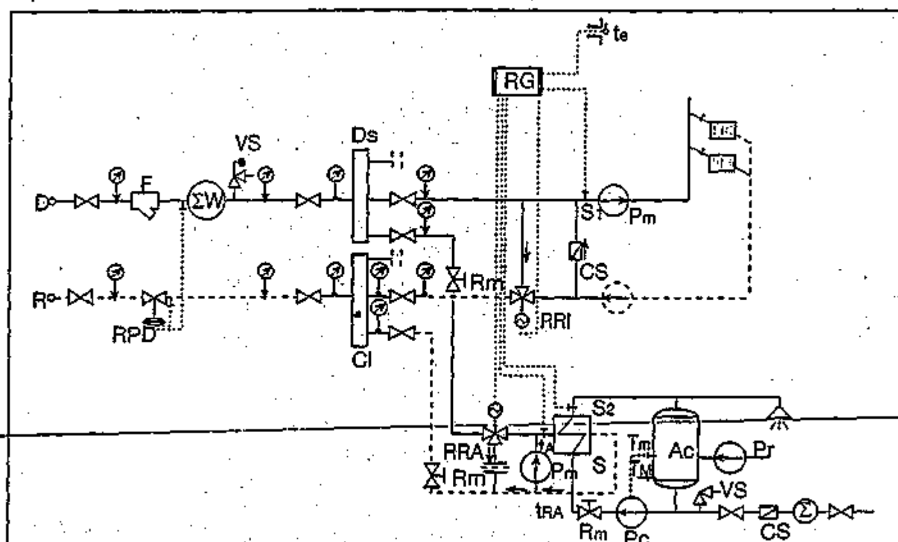


Fig. 13.2.5. PT urban-racordarea directă cu amestec prin pompe a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în paralel, cu acumulare.
Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii cu menținerea debitului de agent primar la o valoare constantă.

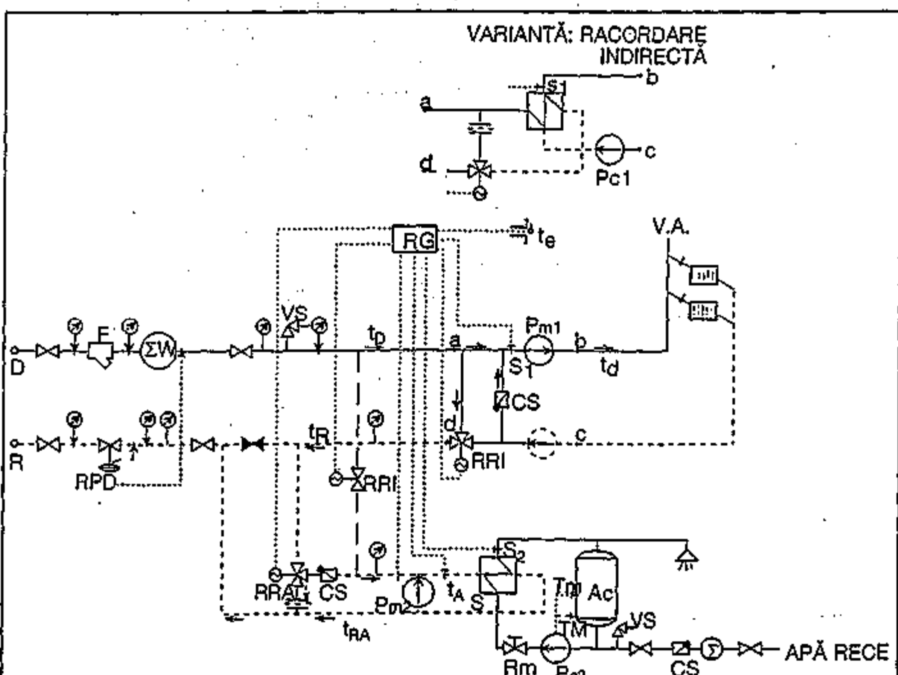


Fig. 13.2.6. PT urban-racordarea directă cu amestec prin pompe a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în serie cu sistemul de încălzire, cu injecție și acumulare.

13.2.2.3 Racordarea directă cu amestec prin pompe a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în serie cu sistemul de încălzire, cu injecție și acumulare

Schema de principiu privind soluția de racordare directă, cu amestec prin pompe, a instalației de încălzire la rețelele de apă fierbinte în care nivelul temperaturii din conducta de întoarcere a circuitului primar este relativ ridicat (60...75 °C), o lungă perioadă din sezonul rece este prezentată în figura 13.2.6. Această particularitate permite prepararea apei calde de consum

sonoră și închiderea robinetului de reglare RRI în scopul anulării debitului de agent primar.

În scopul compensării pierderilor de fluid, se prevede o instalație de dedurizare a apei (de completare) DCA și un regulator de nivel RN, conținând un robinet care se deschide la nivelul minim Nm admis în RD și se închide la nivelul maxim N_M.

13.2.2.5 Racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde în două trepte - serie

Schema tehnologică în cazul racordării indirecte a instalației de încălzire a rețelele de apă fierbinte cu prepararea apei calde de consum în doua trepte în serie cu sistemul de încălzire, este prezentată în figura 13.2.10. Treapta I de preparare este amplasată după schimbătoarele de căldură pentru încălzire iar treapta II este amplasată naintea acestora.

Din punct de vedere al acțiunii de reglare a furnizării căldurii, soluția conduce la rezultate bune în cazul funcționării cu debit constant de agent primar n PT; în acest sens, este necesar echiparea instalației din PT cu robinete de reglare cu trei căi. Astfel, pentru procesul de încălzire se prevede robinetul de reglare RRI care face oficiul, comandat de regulatorul RG, de modificare a debitului în schimbătorul de căldură S, pentru obținerea corelării între temperatura din conducta de ducere a circuitului secundar măsurată cu sonda s_1 și temperatura exterioară.

În ipoteza utilizării RRI cu două căi, n scopul menținerii în funcțiune a instalației de preparare a apei calde de consum, atunci când debitul de fluid aferent încălzirii s-ar diminua foarte mult sau chiar s-ar anula (de exemplu, n zilele relativ călduroase, primăvara și toamna) este necesar să se prevadă deschiderea automată a robinetului Rv de pe conducta care leagă cele doua trepte de preparare în perioada de vârf.

În scopul reducerii consumului de energie electrică pentru pomparea fluidului secundar, corelat cu prevederea de robinete termostatice la corpurile de încălzire din clădiri, se recomandă ca pompele de circulație P_{c1} din circuitul secundar să fie de tipul cu turație variabilă. Este, de asemenea, indicat să se pună condiția de a se menține o presiune disponibilă constantă la intrarea în 1 - 2 clădiri de referință din ansamblu.

În ceea ce privește asigurarea instalației de încălzire, în figura 13.2.10 este prezentată soluția cu vas de expansiune închis, rezervor de descărcare și ventile de siguranță. În acest compartiment, traductorul de presiune, montat pe VEI, comandă pornirea pompei de adaos la presiunea minimă și oprirea acesteia la presiunea maximă. Atunci când presiunea depășește cu 0,1...0,2 bar valoarea maximă (de oprire a pompei de adaos) se deschide ventilul de siguranță V5 pentru preluarea creșterii volumului de apă în RD cauzată de creșterea temperaturii acesteia până când presiunea scade cu puțin sub valoarea maximă din VEI.

În cazul în care temperatura din conducta de ducere a circuitului secundar depășește cu 1...2 °C temperatura nominală, traductorul de temperatură s_2 (de securitate) va genera închiderea robinetului de reglare RRI, anulând debitul de agent primar în schimbătorul de căldură; simultan se va anclanșa și un semnal acustic.

Pentru compensarea pierderilor de fluid, în instalație se prevede, de asemenea, o stație de dedurizare DCA a cărei funcționare a fost arătată în § 13.2.2.4.

La dimensionarea componentelor instalației de asigurare se ține seama de prevederile cuprinse în STAS 11132.

- Treapta II de preparare a apei calde sanitare este prevăzută cu o buclă de reglare care are rolul de menținere, în limite apropiate, a temperaturii la ieșirea din schimbătorul de căldură (în jurul valorii dorite, de 50...55 °C), prin modificarea debitului de fluid primar. Ca organ de execuție, în bucla de reglare se prevede robinetul RRA cu trei căi. În principiu, robinetul RRA cu trei căi poate fi înlocuit cu două robinete cu două căi din care un robinet normal închis este montat pe conducta de alimentare a schimbătorului, iar al doilea, normal deschis, este montat pe conducta de ocolire a schimbătorului de căldură treapta II. Cele două robinete funcționează în mod compensator, comandate de RG în funcție de evoluția temperaturii apei calde de consum (sonda s_3). La depășirea temperaturii maxime admise (de exemplu, 60...62 °C) sonda de securitate s_4 comandă închiderea robinetului RRA pe calea de alimentare cu agent primar și semnalizarea acustică.

13.2.2.6 Substații de ansamblu urban și puncte termice la consumatori

În sistemele relativ mici de alimentare cu căldură, poate apărea necesitatea realizării unor instalații intermediare de transformare a parametrilor agentului termic, înainte de racordarea efectivă la rețelele termice ale consumatorilor. Intervin deci, în această soluție, trei trepte de valori ale temperaturii agenților termici și anume: prima treaptă o constituie temperatura apei T_D din rețeaua primară (conducta de ducere), cu valori posibile nominale de 150, 130 sau 120 °C, adoptate în multe sisteme mari de producere a căldurii (CET, CT de apă fierbinte); a doua treaptă o constituie temperatura t_D din conducta de ducere a rețelei secundare, cu valori nominale uzuale, recomandate: 110, 105 sau 100 °C; a treia treaptă o constituie temperatura t_d din conducta de ducere a instalațiilor interioare cu valori nominale uzuale, de 95, 90, 80 °C.

Soluția în care prima transformare a parametrilor se obțin într-o SUBSTAȚIE de ansamblu urban, utilizând schimbătoare de căldură iar a doua transformare se realizează în PUNCTE TERMICE amplasate la consumatori la fiecare bloc (clădire) sau la fiecare scară de bloc este prezentată în figura 13.2.11.

Prin prevederea substațiilor de ansamblu se obține o protecție a consumatorilor față de efectele, relativ ample, pe care le pot genera parametrii ridicați ai rețelei de apă fierbinte. De asemenea, se pot fructifica avantajele racordării instalațiilor interioare de încălzire în mod direct cu amestec, avantaje concretizate prin economii de investiții și de cheltuieli anuale în comparație cu racordarea indirectă a

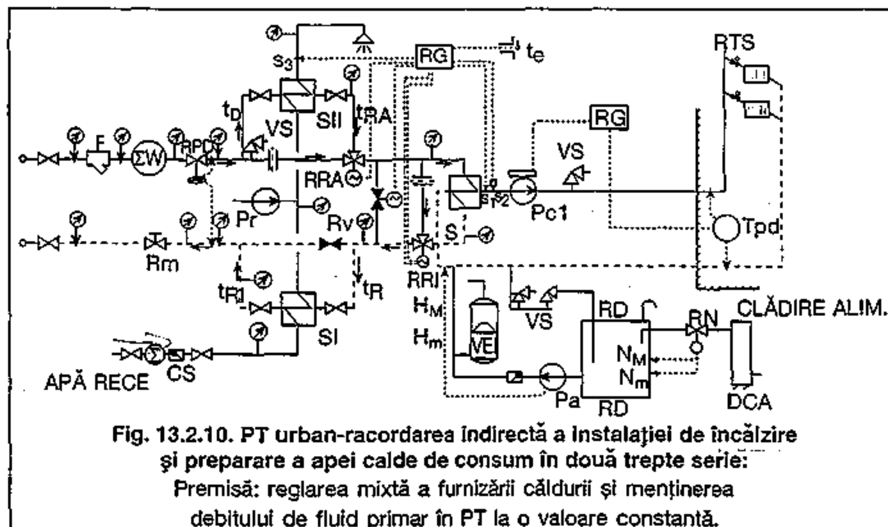


Fig. 13.2.10. PT urban-racordarea indirectă a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum în două trepte serie:
Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii și menținerea debitului de fluid primar în PT la o valoare constantă.

acestora.

În schema din figura 13.2.11 s-a considerat că prepararea apei calde de consum se realizează instantaneu (fără acumulare), într-o instalaţie alimentată în paralel cu cea de încălzire. Evident, în cazuri justificate, se poate prevedea şi acumularea de apă caldă de consum.

Partea de reglare automată este rezolvată în premisa menţinerii constante a debitului în reţeaua secundară; dacă robinetele de reglare din PT se prevăd cu două căi, atunci, în reţeua secundară, funcţionarea are loc cu debit variabil, ceea ce impune adaptarea pompelor de circulaţie Pc, din substaţia SS, la un astfel de regim.

În PT se pot prevedea butelii de egalizare a presiunii în loc de distribuitor (D) şi colector (C) pentru circuitele (ramurile) reţelei de distribuţie, condiţia fiind ca pe fiecare din aceste circuite să se prevadă pompe proprii de amestec şi, implicit, de ridicare a presiunii, în scopul acoperirii pierderilor de sarcină. S-ar obţine, astfel, avantajul degrevării pompelor de circulaţie din SS de pierderile de sarcină aferente PT şi al independenţei funcţionale a diverselor circuite alimentate din PT.

Buclele de reglare din PT sunt identice cu cele cuprinse în schema din figura 13.2.5.

În SS este prevăzut controlul temperaturii t_D din conducta de ducere a reţelei secundare, corelat cu temperatura exterioară; debitul de agent primar este modificat prin acţionarea robinetului de reglare RR, cu două căi, comandat de regulatorul RG. Deoarece în PT se prepară apa caldă de consum (la tempratura de 50 ... 55 °C) se pune condiţia ca $t_D \geq 70$ °C.

Asigurarea instalaţiei se realizează în SS utilizând varianta prezentată în figura 13.2.9 (fără vas de expansiune închis) sau varianta prezentată în figura 13.2.10 (cu vas de expansiune închis).

În scopul prevenirii încălzirii excesive a fluidului secundar se prevede sonda de securitate s_2 care va determina, prin RG, închiderea robinetului de reglare RR când temperatura t_D depăşeşte cu 2...3 °C valoarea nominală; în acelaşi timp se anclanşează şi un semnal acustic.

În cazul în care este posibilă depăşirea presiunii maxime admise pe circuitul primar al SS se prevăd ventile (supape) de siguranţă VS pe conducta de ducere.

Dacă se impune menţinerea circulaţiei fluidului primar în reţea, la închiderea robinetului de reglare RR, se prevede robinetul de ocolire RO; acesta este comandat să se deschidă atunci când se închide robinetul RR cu două căi.

Pe diversele circuite ale SS şi PT sunt prevăzute robinete de reglare manuală Rm, utilizate la echilibrarea iniţială a acestora, în baza verificării prin măsurări ale debitelor de fluid.

13.3. Soluţii privind racordarea consumatorilor la reţelele de abur de presiune medie

Cu excepţia consumatorilor tehnologici, aburul este utilizat într-o măsură restrânsă la alimentarea cu căldură a proceselor de încălzire şi de preparare a apei calde de consum. Aburul poate fi utilizat în transportul şi distribuţia căldurii pentru centre urbane, ca urmare a unor avantaje pe care le prezintă şi anume:

- lipsa unui consum de energie electrică pentru vehicularea aburului şi a unui consum relativ mic pentru aducerea condensatului la sursă;
- permite o distribuţie uşoară chiar în zone cu relief accidentat;
- consum mai mic de metal, în comparaţie cu apa fierbinte;
- identificarea şi remedierea mai uşoară a defectelor în reţea.

Schema de principiu privind racordarea la o reţea de abur, de presiune medie, a instalaţiilor de încălzire cu apă caldă din clădiri urbane şi a instalaţiilor de preparare a apei calde de consum este prezentată în figura 13.3.1.

În funcţie de caracteristicile echipamentului de bază din surse şi de distanţele de transport, aburul este produs la presiuni de calcul de ordinul 6, 10, 16, 20 bar şi la temperaturi în domeniul stării de supraîncălzire, de 180...250 °C.

În PT aburul parcurge butelia de purje (BP) pentru eliminarea condensatului format, eventual, la transport şi, apoi, i se reduc parametrii prin regulatorul (reductorul) de presiune (RP) şi răcitorul Ra (prin injecţie de condensat); aburul devine „de presiune joasă" (0,4...0,5 bar, suprapresiune). Se prevede reglarea temperaturii apei calde de încălzire în funcţie de temperatura

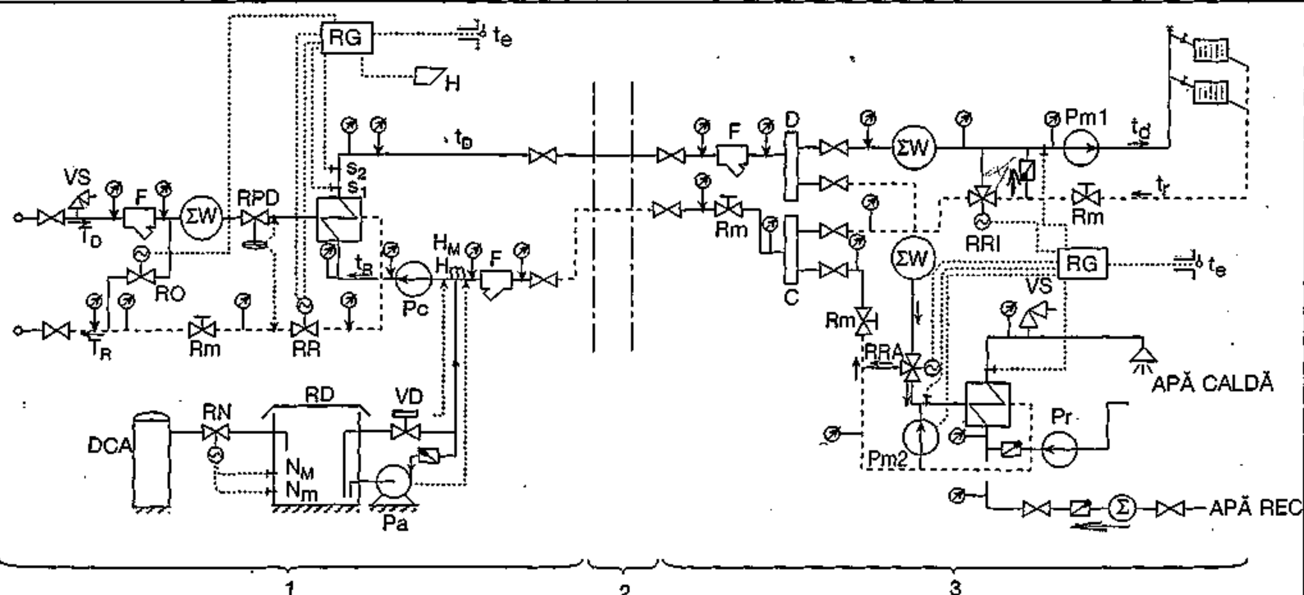


Fig. 13.2.11. Substaţie (SS) de ansamblu urban şi PT de bloc (scară) - racordarea directă cu amestec prin pompe a instalaţiei de încălzire şi preparare a apei calde de consum în paralel, fără acumulare:

Premise: reglarea mixtă a furnizării căldurii; debitul de fluid este constant în reţeaua intermediară (între SS şi PT) şi variabil în reţeaua primară a SS::
1 - SS de ansamblu; 2 - reţea termică secundară; 3 - PT de bloc.

erului exterior, cu ajutorul robinetului e reglare RRI, comandat de regulato-ıl RG. Sonda s2 este un termostat de ecuritate care determină, prin regula-ɔr, închiderea robinetului de reglare RI la depășirea cu 1...2 °C tem-eratura maximă admisă în instalația e încălzire.

Instalația de preparare a apei calde e consum este prevăzută cu acumu-ıtorul Ac. În rezervorul de condensat cd se face o preîncălzire a apei calde e consum preluând o parte din căldu-a condensatului. Bucla de reglare au-ɔmată are ca premisă menținerea ɜmperaturii apei calde de consum la o aloare constantă (50...55 °C) prin mo-ificarea debitului de abur cu ajutorul ɔbinetului RRA. Traductorul s4 este un ɜrmostat de securitate.

În ambele compartimente (încălzire și pă caldă) se poate aplica soluția de ɜglare prin modificarea debitului de ondensat; în acest sens, în schimbă-ɔarele de căldură se realizează prelua-ɜa căldurii conținute de agentul primar i prin subrăcirea condensatului.

Cantitatea de căldură livrată consu-ıatorilor se determină cu ajutorul con-ɔrului C care măsoară cantitatea de ondensat din instalație.

Pompa de condesat funcționează cu ıtermitență, cu cel puțin 10 cicluri/h, omanda fiind dată de senzorii din re-ervorul de condensat, de nivel minim ɔprire) și nivel maxim (pornire).

13.4. Proiectarea instalațiilor de racordare a consumatorilor la rețelele termice

13.4.1. Măsuri privind proiectarea

La proiectarea instalațiilor de racor-lare a utilizatorilor de energie la rețele-ɜ termice se impune aplicarea unor ıăsuri:

- delimitarea clară și facilă, în plan izic, a patrimoniului societății (regiei) le distribuție a energiei termice, pe de ɔ parte, și a patrimoniului utilizatorilor consumatorilor), pe de altă parte;
- asigurarea spațiului necesar atât ɔontrolului stării echipamentului, con-ductelor și armăturilor cât și intervenții-or pentru întreținere și reparații, pentru lemontarea și remontarea echipamen-ului de bază;
- respectarea normelor de protecție ı muncii și PSI;
- reducerea volumului de lucru pe șantier prin realizarea de module prefa-ɔricate, delimitate pe criterii funcționa-e: „încălzire și apă caldă de consum", „expansiune și asigurare", „dedurizare" etc;
- prevederea aparatelor de măsură și control montate în poziții ușor accesi-bile, pentru urmărirea parametrilor de exploatare (calitatea serviciului, consu-mul de energie etc).

13.4.2. Etapele elaborării proiectului

Ținând seama de normativele, in-strucțiunile și standardele privind pro-iectarea, execuția și exploatarea punc-telor termice, se parcurg, în general, următoarele etape:

- stabilirea schemei tehnologice;
- stabilirea caracteristicilor echipa-mentului (schimbătoare de căldură, pompe, contoare, recipiente etc);
- amplasarea echipamentului într-un spațiu existent sau propus a se realiza;
- stabilirea traseului circuitului primar și al celui secundar;
- calculul hidraulic al rețelelor de conducte;
- alegerea robinetelor de reglare;
- calculul mecanic al circuitelor și di-mensionarea structurilor de con-strucții;
- elaborarea detaliilor de execuție;
- elaborarea antemăsurătorilor și a documentației economice.

13.4.3. Alegerea schimbătoarelor de căldură pentru încălzire

În scopul stabilirii schimbătoarelor de căldură pentru procesul de încălzire sunt necesare următoarele date:

- tipul constructiv („cu plăci", tubular etc);
- natura agenților termici primar/se-cundar;
- temperaturile de calcul (nominale) ale agenților termici la intrare/ieșire;
- puterea termică de calcul (maxi-mă) corespunzătoare parametrilor no-minali;
- numărul schimbătoarelor de căldu-ră;
- presiunea maximă de regim pe circuitul primar și pe cel secundar;
- recomandări sau condiții restrictive privind viteza de circulație a agenților termici în schimbătoare și pierderea de sarcină hidraulică.

În calculele de alegere a schimbă-toarelor de căldură este necesar să se țină seama de prevederile cuprinse în Normativul I13.

Calculele de alegere a schimbătoare-lor de căldură se pot efectua de pro-iectantul instalației de racordare apli-când metodologia elaborată de fabri-cantul acestora. În altă variantă, prac-ticată în majoritatea situațiilor, schim-bătoarele de căldură sunt fixate de fa-bricant, inclusiv, sub aspectul costuri-lor, în baza cererii de ofertă emisă de beneficiari sau proiectanți. Acest mod de alegere se justifică, mai ales în ca-zul schimbătoarelor cu plăci, ca urmare a unei mari diversități de tipodimen-siuni și existenței unor factori experi-mentali legați de forma gofrajului plăci-lor, de distanța între plăci, de numărul de treceri etc.

13.4.4. Alegerea schimbătoarelor de căldură pentru prepararea apei calde de consum

13.4.4.1 Sarcina termică

La alegerea schimbătoarelor de căldură aferente procesului pentru prepararea apei calde de consum sunt necesare, în general, aceleași date de bază, enumerate la subcapitolul 13.4.3.

Elemente particulare ale calculului apar însă legate de schema tehnologi-că a instalației de racordare, sub as-pectul numărului de trepte de prepara-re, poziția acestora față de sistemul de încălzire și al existenței (inexistenței) acumulatoarelor de apă caldă.

Astfel, în cazul preparării instantanee

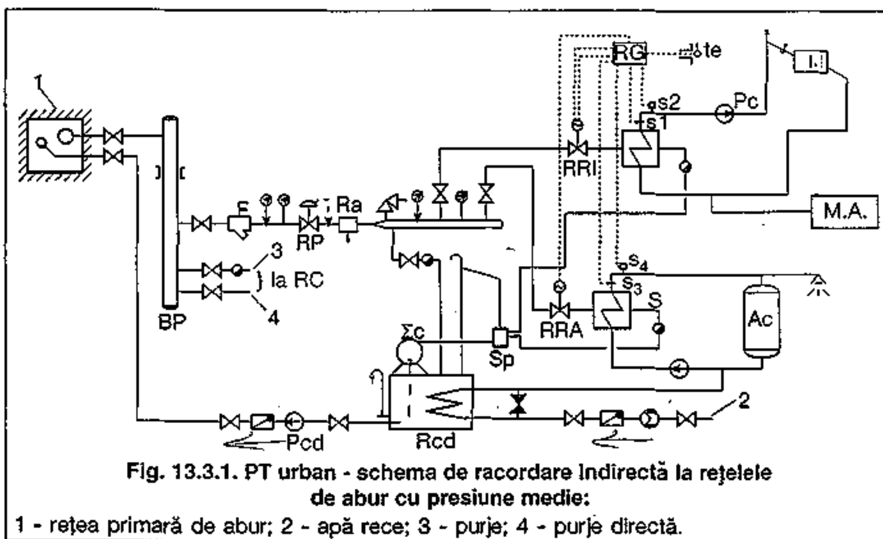


Fig. 13.3.1. PT urban - schema de racordare indirectă la rețelele de abur cu presiune medie:
1 - rețea primară de abur; 2 - apă rece; 3 - purje; 4 - purje directă.

a apei calde de consum, puterea termică totală a schimbătoarelor trebuie să acopere necesarul maxim orar de căldură:

$Q_{ac}^{max} = G_{max} \cdot c \cdot (t_{ac} - t_{ar})$ [W] (13.4.1)

în care:

- G_{max} este debitul maxim de apă caldă [kg/s], stabilit pe baza relațiilor de calcul pentru clădirile alimentate, ținând seama și de temperatura de livrare a apei calde (din volumul Instalații sanitare);

- t_{ac} - temperatura apei calde de consum a cărei valoare de calcul se recomandă a fi de +55 °C în vederea limitării depunerilor de piatră;

- t_{ar} - temperatura apei reci potabile, cu valoarea de +5 °C (iarna) și 15°C (vara);

- c - căldura masică a apei [J/kg·K].

În cazul prevederii de acumulatoare de apă caldă (schimbător de căldură în contracurent + recipient de acumulare fără serpentină) necesarul de căldură care afectează „sursa" (de fapt, puterea termică a schimbătorului de căldură) se consideră egală cu o cotă procentuală din Q_{ac}^{max}.

Volumul rezervorului de acumulare se stabilește cu ajutorul diagramei integrale „livrare-consum" din care rezultă cantitatea maximă de apă caldă, acumulată în rezervor, capabilă să contribuie, împreună cu schimbătorul de căldură, la acoperirea consumului maxim de apă caldă sanitară.

În cazul schemelor de preparare a apei calde de consum într-o treaptă de schimbătoare, întreaga sarcină termică este preluată de acestea (fig. 13.2.5 și 13.2.6), cu particularitățile legate de prevederea sau neprevederea de acumulatoare de apă caldă.

În cazul schemelor de preparare a apei calde în două trepte de schimbătoare, sarcina termică totală, stabilită în premisa preparării instantanee sau semiinstantanee (cu rezervoare de acumulare fără serpentină), se repartizează în condițiile cele mai defavorabile sub aspectul temperaturii agentului termic primar, astfel:

- în treapta I

$$Q_{acI} = \frac{Q_{ac\,tot} \cdot (t_{int} - t_{ar})}{(t_{ac} - t_{ar})} \text{ [W]} \quad (13.4.3)$$

în care:

- $Q_{ac\,tot}$ este necesarul total orar de căldură pentru prepararea apei calde de consum [W];

- t_{int} - temperatura apei calde între cele două trepte de preparare:

$t_{int} = t_R - (8 \ldots 10)$ [°C] (13.4.4)

În această relație t_R este temperatura apei din circuitul primar al sistemului de încălzire pe conducta de întoarcere, la punctul de frângere a graficului de reglare; are valoarea de 40...45 °C, în condițiile României:

- în treapta II

Sarcina termică este:

$Q_{acII} = Q_{ac\,tot} - Q_{acI}$ [W] (13.4.5)

13.4.4.2 Temperaturile agentului termic primar

În cazul preparării apei calde de consum într-o treaptă (fig. 13.2.5; 13.2.6), pentru fluidele care schimbă căldura în aparatele de contracurent se consideră temperaturile:

- t_D = 65 °C; t_{RA} = 35 °C;
- t_{ac} = 55 °C; t_{ar} = 5 °C

unde t_{RA} este temperatura fluidului primar la ieșire din schimbătorul de căldură pentru prepararea apei calde de consum.

În cazul prevederii a două trepte de preparare (fig. 13.2.9; 13.2.10) se consideră valorile:

- în treapta I
- t_R = 40 ... 45 °C (conform graficului de reglare);
- t_{RI} - se calculează cu relația:

$$t_{RI} = t_R - \frac{Q_{acI}}{c \cdot G_I} \text{ [°C]} \quad (13.4.6)$$

în care G_I este debitul de agent primar;

- t_{int} = 30 ... 35°C; t_{ar} = 5 °C;

- în treapta II, paralelă cu sistemul de încălzire (fig. 13.2.9) temperaturile agentului termic sunt:

- t_D = 70 °C; t_{RA} = 35 ... 40 °C;
- t_{ac} = 55 °C; t_{int} = 30 ... 35 °C

- în treapta II, în serie cu sistemul de încălzire (fig. 13.2.10) temperatura agentului primar,

- t_D = 70 °C iar temperatura agentului, la ieșirea din treapta II, t_{RA} se calculează cu relația

$$t_{RA} = t_D - \frac{Q_{acII}}{c \cdot G_{II}} \text{ [°C]} \quad (13.4.7)$$

în care G_{II} este debitul de agent primar. De asemenea, se consideră:

- t_{ac} = 55 °C; t_{int} = 30 ... 35 °C

13.4.4.3 Debitul de agent termic primar

În cazul schemelor de preparare a apei calde într-o treaptă, debitul de agent termic primar în schimbătorul de căldură se calculează cu relația:

$$G_{ac} = \frac{Q_s}{c \cdot (t_D - t_{RA})} \text{ [kg/s]} \quad (13.4.8)$$

în care Q_s este puterea termică necesară a schimbătorului.

În cazul utilizării a două trepte de preparare debitul de agent se stabilește astfel:

- în treapta I (fig.13.2.9):

$$G_I = \frac{Q_I}{c \cdot (t_{D,n} - t_{R,n})} \text{ [kg/s]} \quad (13.4.9)$$

în care Q_I este necesarul maxim orar de căldură pentru încălzire [W], iar $t_{D,n}$ și $t_{R,n}$ sunt temperaturile nominale ale agentului primar pentru dimensionarea sistemului de încălzire;

- în treapta I (fig.13.2.10):

$$G_I = \frac{Q_I}{c \cdot (t_{D,n} - t_{R,n})} + \frac{Q_{acII}^{med}}{c \cdot (t_{D,m} - t_{R,m})} \text{ [kg/s]} \quad (13.4.10)$$

în care (în afara mărimilor cunoscute):

- Q_{acII}^{med} este necesarul mediu de căldură pentru prepararea apei calde de consum, în treapta II [W];

- $t_{D,m}$, $t_{R,m}$ - temperatura medie a apei de rețea din conducta de ducere, respectiv, din conducta de întoarcere (corespunzătoare temperaturii exterioare medii din perioada de încălzire t_{em}). Temperaturile $t_{D,m}$ și $t_{R,m}$, se citesc din graficul de reglare, cu aproximație acceptabilă pentru condițiile climatice din România, la t_{em} = +1,5 ... +2 °C.

Necesarul de căldură mediu acoperit de treapta II se determină cu relația

$$Q_{acII}^{med} = \frac{Q_{ac}^{med} \cdot (t_{ac} - t_{int})}{t_{ac} - t_{ar}} \text{ [W]} \quad (13.4.11)$$

în care: $t_{int} = t_{Rm}$ - (5 ... 6) °C, iar Q_{ac}^{med} reprezintă debitul mediu total de căldură pentru prepararea apei calde de consum:

$$Q_{ac}^{med} = \frac{Q_{ac,zi}}{n_l} \text{ [W]} \quad (13.4.12)$$

în care $Q_{ac,\,zi}$ este necesarul zilnic de căldură pentru prepararea apei calde de consum, iar n_l este numărul de ore de livrare a acesteia într-o zi (10, 14 sau 17 h/zi);

- în treapta II (fig. 13.2.9):

$$G_{II} = \frac{Q_{acII}}{c \cdot (t_D - t_{RA})} \text{ [kg/s]} \quad (13.4.13)$$

în care: t_D = 70 °C; t_{RA} = 35 ... 40 °C (temperatura agentului primar la ieșire din treapta II);

- în treapta II (fig. 13.2.10):

$G_{II} = G_I$ calculat cu relația (13.4.10).

După stabilirea valorilor fluxului de căldură necesar pentru fiecare schimbător, a temperaturilor și debitelor agenților termici, se trece la alegerea acestora utilizând metodologia fabricantului (producătorului) sau metodologia cuprinsă în normative și ghiduri de proiectare.

13.4.5. Alegerea pompelor

În prima fază se alege tipul de pompă, în funcție de caracteristicile fluidului vehiculat:

- natura și caracteristicile fizice; temperatura maximă a fluidului; presiunea de vaporizare; vâscozitatea.

Se alege pompa necesară, ținând seama de:

- debitul vehiculat; înălțimea manometrică dorită; NPSH disponibil.

În general, în instalațiile de încălzire

sau de alimentare cu apă (rece și caldă) se folosesc pompe centrifugale radiale cu ax orizontal sau vertical (§. 6.3).

Este recomandabil să nu se supraestimeze înălțimea manometrică dorită deoarece este posibil să se antreneze, în rețeaua reală, un debit mult mai mare decât cel necesar.

În cazul PT de mare capacitate (2...5 MW) se prevăd 2 (3) pompe de circulație (instalate în paralel), din care o pompă este de rezervă. La puteri instalate mici, cu pompe montate „pe conductă", nu se prevede pompă de rezervă.

Puterea absorbită (la cuplajul pompei) se calculează cu relația:

$$N=\frac{G\cdot H}{102\cdot\eta}\ [\mathrm{kW}] \qquad (13.4.14)$$

în care:
- G este debitul de apă [l/s];
- H - înălțimea de pompare [m];
- η - randamentul global al pompei, egal cu 0,5...0,8 în funcție de tipul pompei și de zona de funcționare pe caracteristica pompei.

Puterea motorului de antrenare este precizată de producător.

La alegerea pompelor se urmărește ca regimurile de funcționare să se situeze în zona randamentelor maxime.

În cazul instalațiilor care cuprind pompe de apă fierbinte sau pompe care aspiră apă din rezervoare deschise (instalații de asigurare, rezervoare de condensat etc.) este necesar să se verifice dacă se respectă condiția de evitare a fenomenului de cavitație; în acest caz se folosește mărimea NPSH a cărei variație este reprezentată grafic și însoțește curbele caracteristice ale pompelor.

Pentru evitarea fenomenului de cavitație se impune:

$NPSH_{disp} \geq NPSH_{nec}$

în care $NPSH_{disp}$ este asigurat de instalație, iar $NPSH_{nec}$ este stabilit de constructor în funcție de debitul și caracteristicile fluidului.

Pentru aspirația fluidului din rezervoare cu nivel liber:

$$NPSH_{disp}=\frac{p_a}{\rho\cdot g}+H-h-\frac{p_v}{\rho\cdot g}-\frac{\alpha\cdot w^2}{2\cdot g} \qquad (13.4.15)$$

în care:
- p_a este presiunea absolută atmosferică la suprafața liberă a fluidului în rezervor [Pa];
- ρ - densitatea fluidului [kg/m³];
- H - diferența de cote între nivelul liber minim din rezervor și axa secțiunii de intrare în rotor [m];
- h - pierderea de sarcină pe traseul conductei de aspirație [m];
- p_v - presiunea absolută de vaporizare a fluidului la temperatura de lucru [Pa];
- w - viteza de intrare în rotor [m/s];
- α - coeficient cu valoarea 0,9 ... 1 (se adoptă valoarea 1).

Înălțimea de aspirație H este pozitivă, dacă nivelul lichidului este deasupra axei pompei, și negativă, dacă nivelul lichidului este sub axa pompei.

Valoarea disponibilă a $NPSH$ rezultată se compară cu valoarea necesară indicată de constructorul de pompe.

Valorile termenilor din relația (13.4.15) se pot stabili astfel, în cazul apei:
- presiunea atmosferică p_a, în valoarea absolută, exprimată în mH_2O se poate extrage din diagramă (fig. 13.4.1) în funcție de altitudinea A;
- diferența de cote H se măsoară;
- pierderea de sarcină h se calculează în funcție de debit, diametru, lungime etc.; în cazul unor trasee scurte, h se poate neglija;
- presiunea de vaporizare p_v, în valoare absolută, se poate extrage din tabelele de caracteristici pentru abur-apă sau din diagrama cuprinsă în figura 13.4.2, în funcție de temperatura maximă de lucru;
- pierderea de sarcină locală la intrarea în rotorul pompei, egală cu $\alpha\cdot w^2/2\cdot g$, se determină considerând $\alpha=1$, iar viteza la intrarea în rotor este corespunzătoare unei secțiuni circulare cu diametrul egal cu $0{,}7\cdot d_{as}$ (70% din diametrul de aspirație al pompei) și debitul volumic vehiculat.

13.4.6. Alegerea robinetelor de reglare în cazul folosirii apei ca agent termic

Robinetele de reglare utilizate în centralele și punctele termice constituie elementele de execuție din buclele de reglare a proceselor de încălzire, ventilare și preparare a apei calde de consum. Rolul robinetelor de reglare, în astfel de instalații, constă în realizarea unei pierderi locale de sarcină hidraulică astfel încât debitul de agent termic să se înscrie în valoarea cerută de procesul alimentat cu căldură (de puterea termică necesară). Altă variantă de reglare a puterii termice necesare într-o instalație se bazează pe menținerea unui debit constant în instalație, modificând temperatura agentului prin amestec; raportul de amestec variază ca urmare a variației rezistenței locale introduse de robinetul de reglare.

În figura 13.4.3. se prezintă situațiile obișnuite în care se pot înscrie robinetele de reglare, în PT pentru instalațiile de încălzire, ventilare sau preparare a apei calde de consum. Schemele se deosebesc prin tipul robinetului (cu două sau trei căi) și, funcțional, prin regimul hidraulic al circuitelor (cu debit variabil sau cu debit constant).

Astfel:
- în schema „a", debitul de agent este variabil în circuitul primar al schimbătorului, inclusiv, în rețea;
- în schema „b", debitul de agent este variabil, în circuitul primar al schimbătorului, și constant, în rețea;
- în schemele „c" și „e", debitul de agent este constant, în circuitul primar al schimbătorului, și variabil, în rețea;
- în schema „d", debitul de agent este constant, atât la circuitul primar al schimbătorului cât și în rețea.

Schimbătorul de căldură poate fi de tipul apă-apă, în general în contracurent, sau apă-aer (baterii de aer cald, corpuri de înăcălzire).

Schemele „a" și „b" se folosesc în punctele termice atât pentru procesul de încălzire cât și pentru cel de preparare a apei calde de consum. De asemenea, se aplică la corpurile și aparatele de încălzire, unde robinetele sunt termostatice.

Schemele „c", „d" și „e" care conțin pompă de amestec se folosesc în centralele și punctele termice cu racordarea directă sau indirectă, robinetele controlând parametrii agentului termic din instalația de încălzire și din instalațiile de preparare a apei calde de consum (când

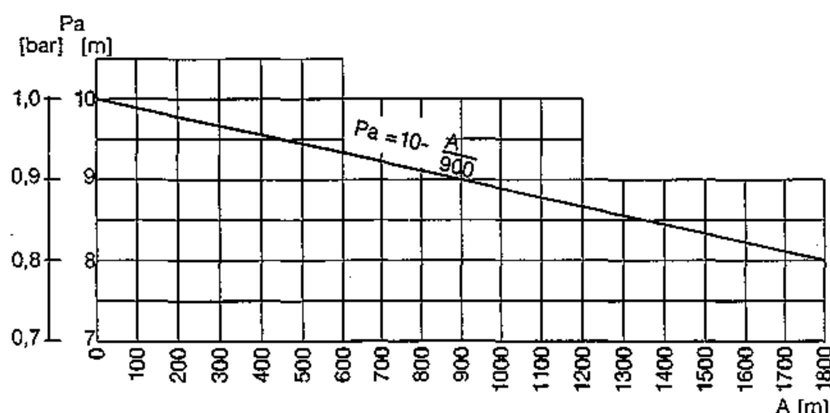


Fig. 13.4.1. Înălțimea atmosferică de presiune p_a în funcție de altitudinea A în raport cu nivelul mării.

se pune problema limitării temperaturii agentului primar în schimbătorul de preparare).

Datele de bază, în scopul alegerii robinetelor de reglare, sunt:

- schema de principiu a circuitului reglat; natura agentului termic; temperatura de lucru; debitul nominal de agent; debitul minim de agent; pierderea de sarcină din circuitul parcurs de agentul termic (conducte, armături, schimbătoare de căldură) corespunzător debitului nominal ($\Delta p_{l,n}$); disponibilul minim de presiune la intrarea în circuitul parcurs de fluid ($\Delta p_{rac} = p_D - p_R$).

La stabilirea pierderii de sarcină într-un robinet de reglare complet deschis se ține seama că „pierderea de sarcină a unui robinet trebuie să fie apropiată de suma pierderilor de sarcină prin celelalte elemente din circuitul parcurs de debitul variabil". La limită, pierderea de sarcină prin robinet trebuie să fie cel puțin egală cu jumătate din suma pierderilor de sarcină prin celelalte elemente ale circuitului.

Pentru alegerea unui robinet de reglare se parcurg etapele care urmează:

13.4.6.1 Alegerea caracteristicii intrinseci a robinetului și a autorității de reglare

Urmărindu-se ca, în condiții de funcționare, caracteristica de lucru a robinetului să se apropie de liniaritate, se recomandă valoarea de 0,33 pentru autoritatea de reglare în cazul robinetelor cu caracteristică intrinsecă logaritmică (egal procentaj) și valoarea de 0,5...0,6 pentru autoritatea de reglare în cazul robinetelor cu caracteristica intrinsecă liniară.

Autoritatea de reglare este definită de raportul:

$$a = \frac{\Delta p_{r100}}{\Delta p_{s100}} = \frac{\Delta p_{r100}}{\Delta p_{r100} + \Delta p_{l,n}} \qquad (13.4.16)$$

în care:

- Δp_{r100} este pierderea de sarcină pe robinetul de reglare (p_1 - p_2 în fig. 13.4.3) complet deschis;

- Δp_{s100} - pierderea de sarcină totală din sistem (p_1 - p_3 în fig. 13.4.3);

- $\Delta p_{l,n}$ - pierderea de sarcină din circuitul parcurs de fluid (conducte, schimbător), la debitul nominal (p_2 - p_3 în fig. 13.4.3).

Cunoscând valoarea pierderii de sarcină din instalație ($\Delta p_{l,n}$) și valoarea autorității de reglare, se deduce pierderea de sarcină pe robinetul complet deschis parcurs de debitul nominal.

13.4.6.2 Stabilirea coeficientului specific de debit și a robinetului de reglare

Coeficientul maxim de debit care corespunde debitului maxim de agent termic (de regulă, cel nominal) și căderea minimă de presiune pe robinetul de reglare complet deschis, se determină cu relația:

$$k_{v\,max} = \frac{V_{max}}{\sqrt{\dfrac{\Delta p_{r100}}{\rho}}} \ [m^3/h] \qquad (13.4.17)$$

în care:

- V_{max} este debitul volumic maxim de agent [m³/h];

- Δp_{r100} - pierderea de sarcină pe robinetul de reglare, complet deschis [bar];

- ρ - densitatea apei, la temperatura de lucru [kg/dm³].

Nomograma de calcul pentru coeficientul specific de debit este prezentată în figura 13.4.4.

Relația (13.4.17) poate fi utilizată în cazul apei, cu aproximație acceptabilă, considerând ρ = 1 kg/dm³.

Din catalogul cu caracteristicile robinetelor se alege robinetul de reglare cu kvs cel mai apropiat de kv_{max}. Se calculează căderea de presiune în robinetul ales și, dacă rezultă o altă autoritate de reglare a cărei valoare iese în afara limitelor recomandate, se alege un alt robinet, cu dimensiunea apropiată de cea necesară.

La alegerea robinetelor de reglare și la verificarea condițiilor de funcționare se utilizează caracteristicile de lucru ale acestora; în acest sens, este important să se stabilească ce modificare suferă autoritatea de reglare în situația în care presiunea disponibilă la limitele sistemului se schimbă (element frecvent în cazul PT de racordare la rețelele termice), iar debitul de fluid trebuie menținut constant (cerut de proces).

În figurile 13.4.5 și 13.4.6 se prezintă curbele caracteristice de lucru ale robinetelor de reglare liniare și logaritmice.

De asemenea, cu ajutorul caracteristicilor de lucru se poate deduce regimul de funcționare a robinetelor de reglare la debitul minim de fluid fie că se menține Δp_s = *constant* (cazul influenței unui regulator de presiune diferențială) fie că Δp_s = *variabil*, ca urmare a unor perturbații din sistem (în rețeaua exterioară, la pompe etc).

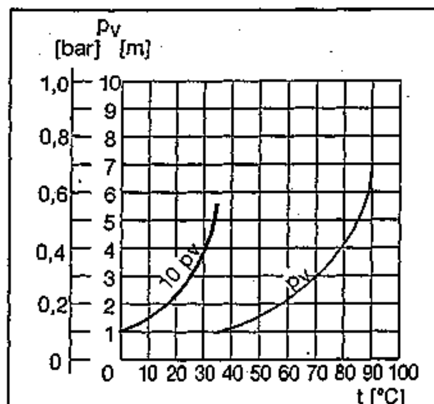


Fig. 13.4.2. Înălțimea de presiune a vaporilor saturați p_v în funcție de temperatura apei.

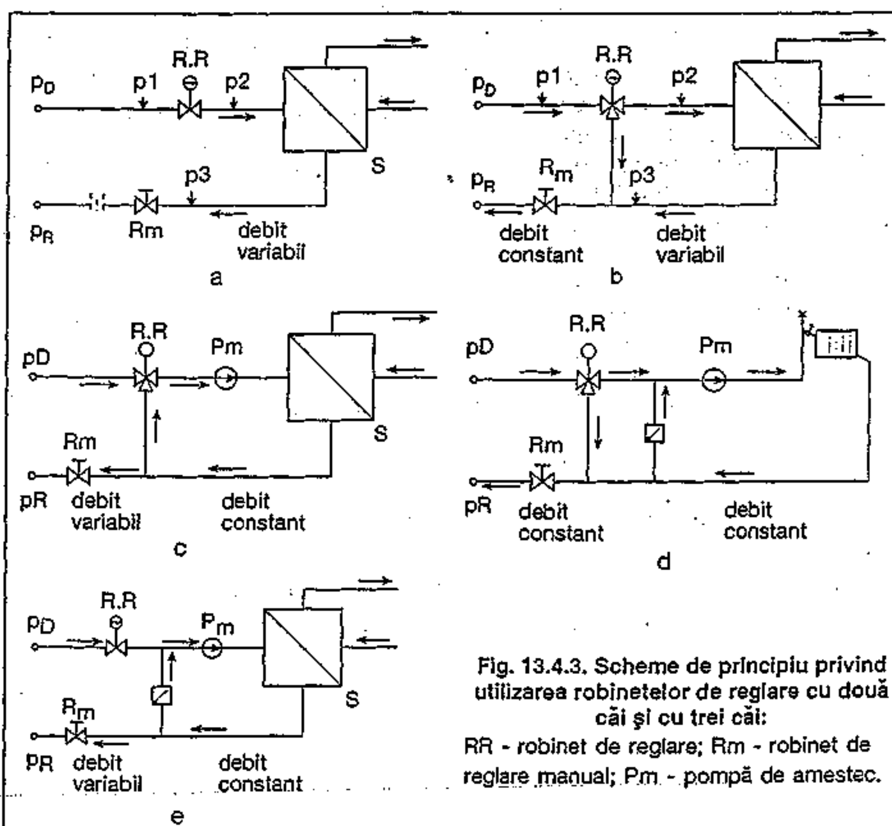


Fig. 13.4.3. Scheme de principiu privind utilizarea robinetelor de reglare cu două căi și cu trei căi:
RR - robinet de reglare; Rm - robinet de reglare manual; Pm - pompă de amestec.

13.4.6.3 Verificarea producerii cavitației în robinetele de reglare

Căderea de presiune critică, la care se produce cavitația se calculează cu relația:

$\Delta p_{crit} = (p_1 - p_v) \cdot z$ (13.4.18)

în care:

- p_v este presiunea de vaporizare la temperatura maximă, în valoare absolută [bar];
- p_1 - presiunea în amonte de robinet, în valoare absolută [bar];
- z - factor dependent de construcția robinetului, exprimând raportul dintre căderea de presiune $\Delta p = p_1 - p_2$ și căderea de presiune din interiorul robinetului (fig. 13.4.7).

Firma SAUTER, de exemplu, produce robinete de reglare în care $z = 0{,}35 ... 0{,}65$. Pentru calcule aproximative se consideră $z = 0{,}5$.

Pentru ca să nu se producă fenomenul de cavitație trebuie verificată relația:

$\Delta p \leq \Delta p_{crit}$ (13.4.19)

În legătură cu acest fenomen se recomandă ca, în cazul apei fierbinți, robinetele de reglare să se monteze în aval de schimbătoarele de căldură (pe conducta de întoarcere a circuitului primar).

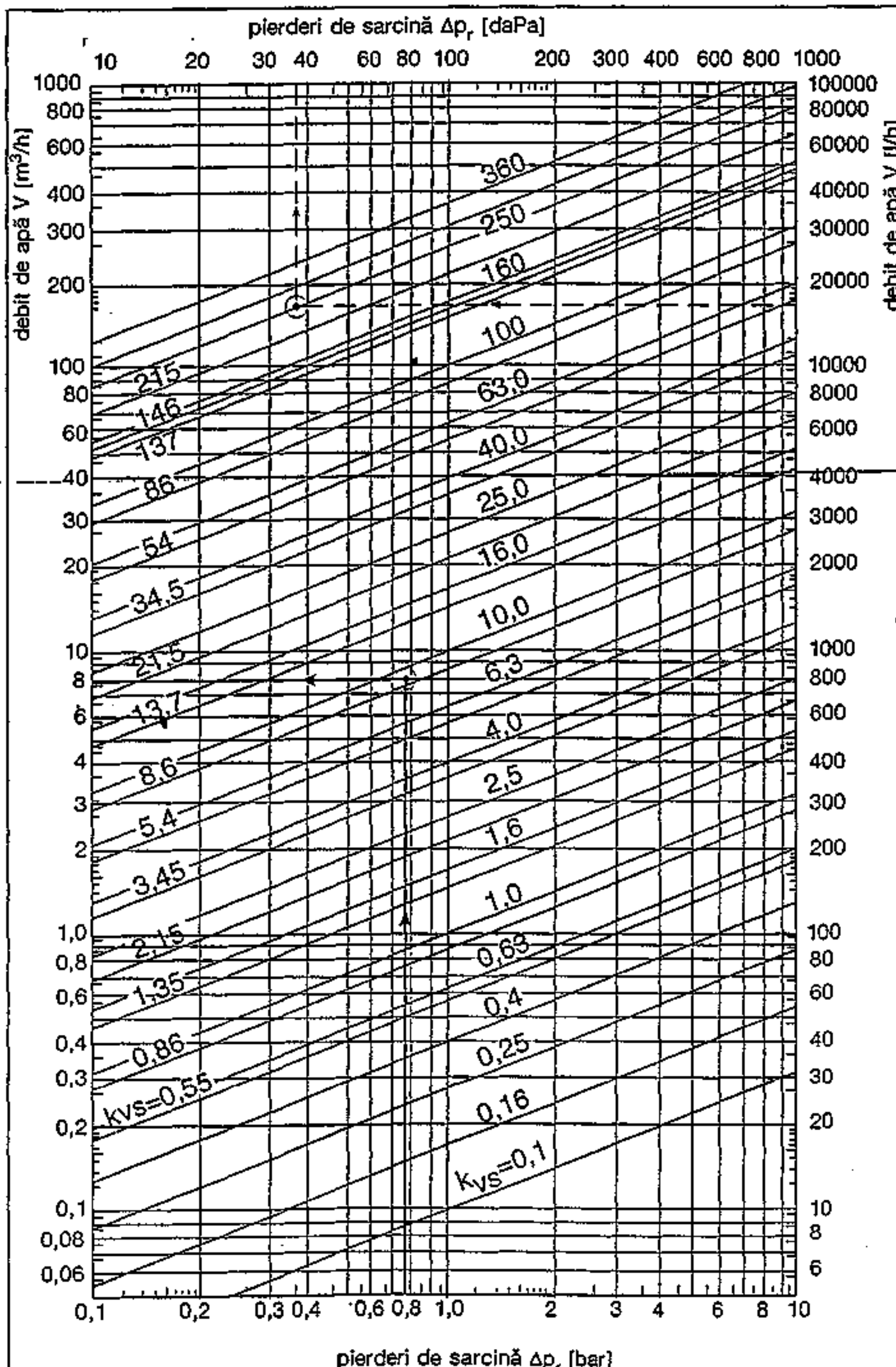


Fig. 13.4.4. Diagrama de calcul a factorului K_{vs} pentru apă:
- Valorile Δp_r [bar] corespund valorilor debitului V, [m³/h];
- Valorile Δp_r [daPa] corespund valorilor debitului, [l/h].

13.4.6.4 Stabilirea pierderii de sarcină în robinetul de reglare manual R_m din schemele PT

Dacă se cunoaște pierderea de sarcină în sistem și disponibilul minim de presiune din punctul de racordare a circuitului la rețea $(p_D - p_R)$ rezultă căderea de presiune ce revine rezistenței locale (R_m sau diafragmelor de laminare) (fig. 13.4.3):

$\Delta p_m = \Delta p_{rac} - \Delta p_s$ (13.4.20)

în care:

$\Delta p_{rac} = p_D - p_R$; $\Delta p_s = \Delta p_{r100} + \Delta p_{l.n}$

Exemplul de calcul 1

Se alege robinetul de reglare a procesului de încălzire dintr-un punct termic cu racordare directă prin pompe de amestec (fig. 13.4.8) cunoscând următoarele: necesarul nominal de căldură Q_i = 1,16 MW; temperaturile nominale în rețeaua primară t_D/t_R = 120/70 °C; temperaturile nominale în circuitul secundar t_d/t_r = 90/70 °C; disponibilul minim de presiune între conducta de ducere (D) și cea de întoarcere (R) în zona de racordare:

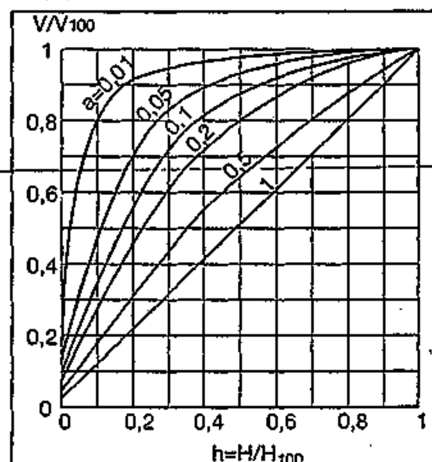


Fig. 13.4.5. Caracteristici de lucru ale robinetelor de reglare liniare, cu k_{vs} / k_{vo} = 50 / 1:
a - autoritatea de reglare.

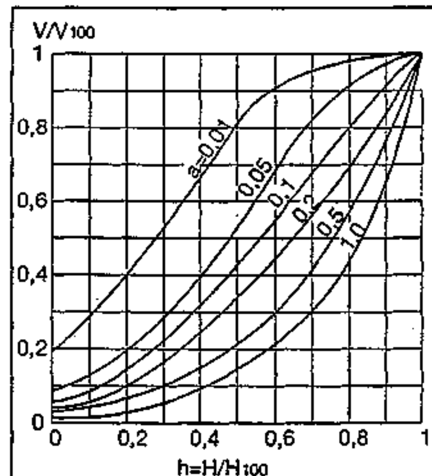


Fig. 13.4.6. Caracteristici de lucru ale robinetelor de reglare logaritmice, cu K_{vs} / K_{vo} = 50 / 1:
a - autoritatea de reglare.

$p_D - p_R = \Delta p_s = 2$ bar $= 2 \cdot 10^5$ Pa

Rezolvare

a) se determină debitul nominal de agent primar, din circuitul în care se inserează robinetul de reglare (RR).

$$G_n = \frac{Q_i}{c \cdot (t_D - t_R)} = $$

$$= \frac{1{,}16 \cdot 10^6 \cdot 3600}{4185 \cdot (120-70) \cdot 1000} = 20 \text{ t/h}$$

Având în vedere abaterile posibile de la graficul normal de reglare se consideră o creștere cu 50% a debitului nominal $G_{max} = 1{,}5 \cdot G_n = 1{,}5 \cdot 20 = 30$ t/h;

b) în cazul considerat, pierderea de sarcină pe circuitul reglat (D ... C - C' ... R din schemă) este egal cu disponibilul de presiune conform relației:

$p_D - p_R = \Delta p_r + \Delta p_{cond} + \Delta p_{DL} =$
$= 2$ bar $= 2 \cdot 10^5$ Pa

în care:

- Δp_r este pierderea de sarcină pe robinetul de reglare;
- Δp_{cond} - pierderea de sarcină pe conducte;
- Δp_{DL} - pierderea de sarcină pe diafragma de laminare [Pa];

c) se consideră valoarea 0,5 pentru autoritatea de reglare a robinetului (cu caracteristica intrinsecă liniară);

$$a = \frac{\Delta p_r}{p_D - p_R} = 0{,}5$$

Rezultă căderea de presiune pe robinetul de reglare complet deschis;

$\Delta p_r = 0{,}5 \cdot (p_D - p_R) = 0{,}5 \cdot 2 = 1$ bar

d) se calculează k_{vmax}

$$k_{v\,max} = \frac{G_{max}}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{30}{\sqrt{1{,}0}} = 30 \text{ m}^3 \text{ h}$$

Din catalogul firmei producătoare agreate se alege robinetul de reglare cu valoarea k_{vs} cea mai apropiată de k_{vmax}; de exemplu, din catalogul firmei SALMSON se alege robinetul de reglare tip 241 cu Dn 50 având $k_{vs} = 31$ m³/h.

d) se calculează autoritatea de reglare a robinetului ales. Pierderea de sarcină pe robinetul ales este:

$$\Delta p_r' = \frac{G_{max}^2}{k_{vs}^2} = \frac{30^2}{31^2} = 0{,}94 \text{ bar}$$

Autoritatea de reglare este:

$$a' = \frac{\Delta p_r'}{p_D - p_R} = \frac{0{,}94}{2} = 0{,}47$$

Având în vedere domeniul recomandat pentru autoritatea de reglare (0,33...0,6) se consideră alegerea robinetului de reglare ca fiind corectă.

e) se determină pierderea de sarcină necesară, prin diafragma de laminare (sau pe un robinet de reglare manual) cunoscând, prin calcul, pierderea de sarcină pe conductele și armăturile obișnuite ale circuitului (se presupune că $\Delta p_{cond} = 0{,}3$ bar). Rezultă:

$\Delta p_{DL} = (p_D - p_R) - (\Delta p_r + \Delta p_{cond}) =$
$= 2 - 0{,}94 - 0{,}3 = 0{,}76$ bar

f) se precizează tipul motorului electric de acționare, inclusiv tensiunea de alimentare. Din catalogul SALMSON rezultă tipul 5802 cu tensiunea 24 V (220 V).

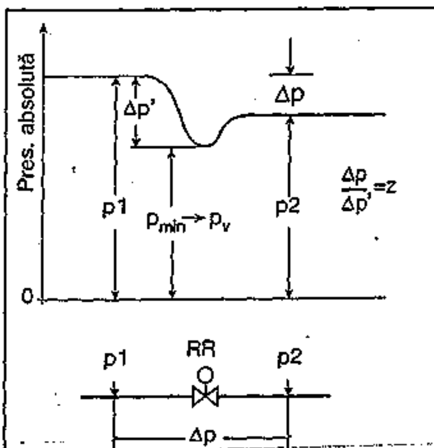


Fig. 13.4.7. Variația presiunii fluidului în zona robinetului de reglare (RR).

13.4.7. Caracteristicile pompelor de adaos

Schema de funcționare a pompelor de adaos din instalațiile de asigurare și expansiune este prezentată în figura 13.4.9. Aceste pompe funcționează cu intermitență, anclanșarea și declanșarea

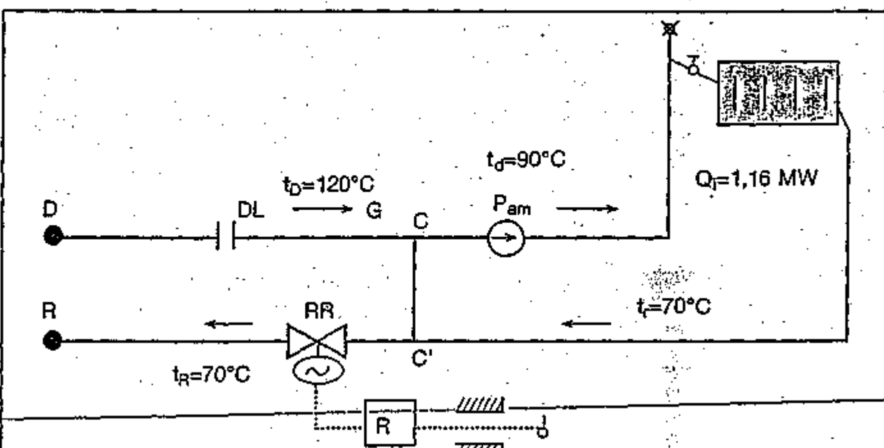


Fig. 13.4.8. Punct termic cu racordare directă prin pompa de amestec (ex. 1).

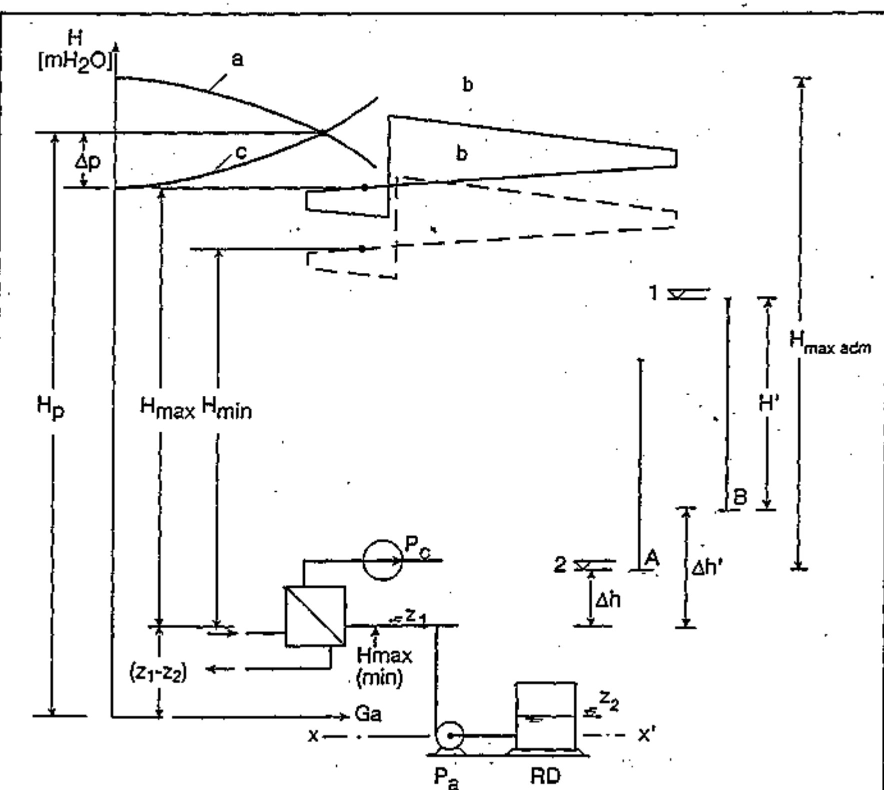


Fig. 13.4.9. Graficul piezometric și regimul de funcționare a pompei de adaos: *a - caracteristica pompei de adaos; b - graficul piezometric al sistemului de încălzire; c - caracteristica circuitului apei de adaos;*
1 - cota maximă din ansamblu; 2 - cota minimă din ansamblu.

lor având valorile limită ale presiunii măsurate în conducta de refulare: la atingerea presiunii maxime (H_{max}) pompa de adaos îşi întrerupe funcţionarea iar la atingerea presiunii minime (H_{min}) pompa de adaos reintră în funcţiune.

Presiunea generată de pompa de adaos împreună cu pompele de circulaţie, în partea inferioară a instalaţiilor de încălzire din clădiri, trebuie să fie cel mult egală cu presiunea maximă admisă de acestea.

În cazul unui ansamblu de consumatori, presiunea maximă asigurată de pompa de adaos în zona de injecţie (H_{max}) trebuie să satisfacă relaţia:

$$H_{max} \leq H_{maxad} + 0,1 \cdot \Delta h - \Delta h_r \text{ [bar]} \quad (13.4.21)$$

în care:

- H_{maxad} este presiunea maximă admisă în instalaţia interioară de încălzire cu cota minimă din ansamblu (clădirea A din fig. 13.4.9) [bar];
- Δh - diferenţa de cote geodezice dintre cota minimă din ansamblu (clădirea A) şi cota de montare a traductorului de presiune [m];
- Δh_r - pierderea de sarcină din reţeaua de distribuţie, inclusiv din instalaţia de la consumatori [bar].

Presiunea minimă asigurată de pompa de adaos în zona de injecţie trebuie să satisfacă condiţia:

$$H_{min} \geq 0,1 \cdot H' + 0,1 \cdot h' + H_s + 0,1 \cdot H_p \text{ [bar]} \quad (13.4.22)$$

în care:

- H' este înălţimea hidrostatică a instalaţiei de încălzire din clădirea B (fig. 13.4.9), având cota geodezică a ultimului nivel cu valoarea maximă din ansamblu [m];
- h' - diferenţa de cote geodezice între cota terenului aferentă clădirii B şi cota axului pompei de adaos [m];
- H_s - suprapresiunea de saturaţie (la t_d > 100 °C) [bar];
- H_p - rezervă preventivă, de 2...3 m.

Odată stabilită presiunea minimă de pornire a pompei de adaos, cu relaţia (13.4.23) se obţine presiunea maximă:

$$H_{max} = H_{min} + 0,1 \cdot (4...6) \text{ [bar]} \quad (13.4.23)$$

cu condiţia verificării relaţiei (13.4,21).

Pompa de adaos se alege pentru debitul minim de apă de completare şi pentru înălţimea de pompare corespunzătoare presiunii maxime de funcţionare (H_{max}).

Înălţimea de pompare a pompei de adaos se deduce cu relaţia:

$$H_p = H_{max} + 0,1 \cdot (z_1 - z_2) + \Delta p \text{ [bar]} \quad (13.4.24)$$

în care: z_1 este cota punctului de montare a traductorului de presiune din zona de injecţie a apei de adaos, faţă de planul de referinţă x - x, în [m]; z_2 este cota nivelului minim al apei din rezervorul de descărcare faţă de planul de referinţă; Δp este pierderea de sarcină pe circuitul apei de adaos, [bar].

Întrucât pierderea de sarcină pe circuitul apei de adaos este relativ mică, termenul Δp din relaţia 13.4.24 se poate neglija; debitul minim al pompei de adaos (la Hmax) trebuie să acopere contracţia de volum a apei din sistem la oprirea funcţionării instalaţiei (corespunzătoare unei scăderi a temperaturii de 25...30 °C/h) plus debitul orar admisibil al pierderilor de fluid prin neetanşeităţi (0,1 ... 0,15% din volumul de apă al sistemului).

13.4.8. Instalaţia de expansiune-asigurare

În ceea ce priveşte respectarea cerinţelor de asigurare şi expansiune aferente instalaţiilor de încălzire şi de preparare a apei calde de consum racordate indirect la reţelele de apă fierbinte (apă caldă) se aplică, după caz, următoarele soluţii:

a) Vas de expansiune deschis, montat la cota maximă din ansamblul urban alimentat prin PT; soluţia se poate aplica în situaţiile în care temperatura nominală a apei calde este sub 100°C (95; 90; 80 ... °C) şi se pot respecta condiţiile de amplasare;

Pentru dimensionarea instalaţiei de expansiune-asigurare în această soluţie se folosesc prevederile din § 5.3;

b) Vas de expansiune închis, cu membrană, amplasat în PT; soluţia se aplică la oricare temperatură nominală a apei calde din conducata de ducere (115; 110; 95; 90 ...°C) pentru puteri termice instalate relativ mici (max. 1 MW). Pentru dimensionare se folosesc prevederile din § 5.3;

c) Vas de expansiune închis şi vas de expansiune deschis (de descărcare), cu supape de siguranţă; toate componentele se amplasează în PT; soluţia se aplică la oricare temperatură a apei calde din conducta de ducere (115; 110; 105; 95; 90 ...°C).

În § 13.2.2.5. se prezintă funcţionarea instalaţiei în această soluţie.

Pentru dimensionarea elementelor componente se folosesc prevederile din § 5.3;

d) Vas de expansiune deschis, cu ventil de descărcare (fig. 13.2.9 şi 13.2.11).

Funcţionarea instalaţiei de expansiune-asigurare din această soluţie este prezentată în § 13.2.2.4; soluţia nu este cuprinsă în STAS 7136 dar este utilizată de firme de specialitate (de exemplu, VICARB - URANUS din Franţa etc); şi este agrementată de MLPAT pentru promovare în aplicaţii din România.

În această soluţie, rezervorul de descărcare are rolul de a prelua cantitatea de apă ce corespunde creşterii volumului de apă din instalaţie odată cu creşterea temperaturii cerute de proces şi de a constitui sursa de apă de completare în faza de răcire a agentului termic la oprirea instalaţiei de încălzire sau de reducere a regimului termic odată cu diminuarea nevoii de căldură.

În scopul stabilirii aproximative a volumului de apă din sistem se utilizează indicii:

- instalaţii de încălzire având radiatoare din oţel sau aluminiu 8 l/1160 W;
- instalaţii de încălzire având radiatoare din fontă 12 l/1160 W;
- reţele de distribuţie de apă caldă (reţele de distribuţie în clădiri şi reţele de distanţă) 2 - 3 l/1160 W;
- conducte şi aparate în PT 1 l/1160 W.

Rezultă deci, acoperitor, volumul de apă, considerând 14 - 15 l/1160 W.

Volumul util al vasului (rezervorului) de descărcare reprezintă o cotă din volumul total al apei din sistemul asigurat, proporţional cu variaţia volumului specific al apei (între temperatura iniţială şi temperatura medie nominală); în acest sens se consideră:

- în cazul instalaţiilor de încălzire cu temperatura medie nominală de 80-85 °C;

$V_n = 0,03 \cdot V_{inst}$

- în cazul instalaţiilor cu temperatura medie nominală de 70 - 75 °C:

$V_n = 0,025 \cdot V_{inst}$

Calculul exact al volumului de apă din sistem se poate efectua numai prin inventarierea tuturor componentelor instalaţiei (corpuri de încălzire, coloane, conducte de distribuţie, schimbătoare de căldură etc.).

Umplerea sistemului consumatorului se poate asigura folosind ca sursă de apă fie circuitul primar din PT, cu condiţia obţinerii acordului societăţii (regiei) care gestionează reţeaua de transport şi distribuţie, fie reţeaua de apă potabilă, a cărei presiune este asigurată prin staţia de hidrofor din zonă; în acest caz, dacă duritatea apei de adaos şi de umplere este mai mare de 10 °d, se prevăd instalaţii de dedurizare cu capacitate corespunzătoare unui timp de umplere de cel mult 6 - 7 h.

13.5. Echipamente şi materiale pentru puncte termice

Punctele termice ca instalaţii de transformare a parametrilor agenţilor termici (presiuni şi temperaturi), de la valorile proprii reţelelor la cele impuse (necesare) consumatorilor cuprind, în general, următoarele categorii de echipamente: schimbătoare de căldură, pompe, recipiente, staţii de dedurizare etc.

Dintre tipurile schimbătoare de căldură o largă utilizare au avut schimbătoarele tubulare realizate din fascicule din ţevi de alamă (pentru prepararea apei calde de consum) sau din

oţel (pentru încălzire) montate într-o manta din oţel; aceste schimbătoare, fabricate de ICMA - Bucureşti, mai pot fi folosite în cazul efectuării unor lucrări de reparaţii sau cu caracter de provizorat.

În prezent sunt agreate schimbătoarele de căldură de tipul „cu plăci" de oţel inoxidabil, fabricate într-o gamă largă de dimensiuni: dintre producători se menţionează: SCHMIDT-BRETTEN-România; ICPIAF - Cluj - România; ALFA LAVAL - Suedia; SWEP - Suedia; APV - Danemarca etc.

Caracteristicile schimbătoarelor de căldură cu plăci sunt prezentate în § 6.4.

Pompele, cu diverse funcţiuni (circulaţie, adaos, ridicarea presiunii, amestec etc.) sunt, în general, de tipul „centrifugale, cu ax orizontal", montate pe fundaţie sau direct pe conductă (la dimensiuni relativ mici). Ca producători, se menţionează: AVERSA - Bucureşti; GRUNDFOS - Danemarca; WILO - Germania; SALMSON - Franţa etc.

Caracteristicile pompelor sunt prezentate în § 6.3.

Circuitele tehnologice din PT (între echipamente, inclusiv legăturile la reţeaua primară şi la cea secundară) conţin conducte (ţevi) şi robinete.

În circuitul primar sunt recomandate conductele din oţel (OLT 32; OLT 35 sau OLT 45), trase, conform STAS 404 (§ 6.6); în circuitul secundar se folosesc conducte din oţel (OL 32 sau OL 38) sudate longitudinal, conform STAS 7656 şi conducte trase conform STAS 404.

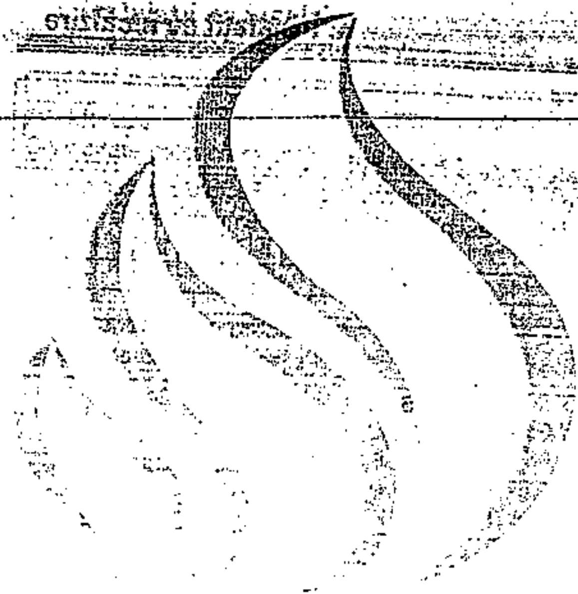
Robinetele din circuitul primar al PT sunt de tipul „cu sertar-pană" sau „cu ventil" (în punctele de golire şi aerisire), turnate din oţel, Pn 16 sau Pn 25, STAS 8091, STAS 1054 şi STAS 1357. Robinetele din circuitul secundar sunt de acelaşi tip dar se pot accepta la Pn 10 sau Pn 16, turnate din fontă, conform STAS 1518, STAS 1519, STAS 8090.

Sunt foarte eficiente robinetele sferice. În România se produc astfel de robinete la I A Z - Zalău (Dn 15 ... 100) VEXVE Finlanda şi la ARIO SA din Bistriţa (Dn 40 ... 1200).

În ceea ce priveşte izolarea conductelor se aplică soluţii similare cu cele precizate pentru cazul centralelor termice (§ 6.7).

Componentele instalaţiilor de asigurare-expansiune din PT sunt similare cu cele prevăzute în centrale termice, conţinând pompe, recipiente, rezervoare, armături etc. Recipientele sunt de tipul celor utilizate în instalaţiile de ridicare a presiunii prin hidrofor (STAS 2156).

În cazul prevederii recipientelor cu membrană în instalaţiile de expansiune, se recomandă consultarea producătorilor de astfel de echipamente.





Instalații de încălzire

Anexe



Anexa I

Caracteristicile termotehnice ale materialelor de construcții

Nr. crt.	Denumirea materialului	Densitatea aparentă ρ	Conductivitatea termică de calcul λ	Coeficientul de asimilare termică s	Factorul rezistenței la permeabilitate la vapori [1/K]
		[kg/m³]	[W/m·K]	[W/m²·K]	-
0	1	2	3	4	5
I. Produse pe bază de azbest Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
1	Plăci și foi din azbociment	1900	0,35	6,35	24,3
2	Plăci termoizolante din azbest	500	0,13	1,99	1,6
	300	0,09	1,28	1,6	
II. Materiale asfaltice și bituminoase Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
3	Mortar asfaltic	1800	0,75	9,05	85,0
4	Beton asfaltic	2100	1,04	11,51	85,0
5	Bitum	1100	0,17	3,37	*)
III. Betoane Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
6	Beton armat	2600	2,03	17,90	24,3
	2500	1,74	16,25	21,3	
	2400	1,62	15,36	21,3	
7	Beton simplu cu agregate naturale de natură sedimentară sau amorfă (pietriș, tuf calcaros, diatomit)	2400	1,62	15,36	21,3
		2200	1,39	13,62	14,9
		2000	1,16	11,86	12,1
		1800	0,93	10,08	8,5
		1600	0,75	8,53	7,1
		1400	0,58	7,02	4,7
		1200	0,46	5,79	4,3
		1000	0,37	4,74	3,9
8	Beton cu zgură de cazan	1800	0,87	9,75	8,5
		1600	0,75	8,53	7,7
		1400	0,64	7,37	7,1
		1200	0,52	6,15	6,1
		1000	0,41	4,99	4,7
9	Beton cu zgură granulată	1800	0,64	8,36	7,7
		1600	0,58	7,50	7,1
		1400	0,52	6,65	6,6
		1200	0,46	5,79	6,1
10	Beton cu zgură expandată	1600	0,58	7,50	7,1
		1400	0,46	6,25	6,5
		1200	0,41	5,46	6,0
11	Beton cu perlit	1200	0,41	5,46	4,3
		1000	0,33	4,47	3,4
		800	0,26	3,55	2,4
		600	0,17	2,49	2,1
12	Beton cu granulit	1800	0,81	9,41	7,1
		1700	0,76	8,85	7,0
		1600	0,70	8,24	6,9
		1500	0,64	7,63	6,8
		1400	0,58	7,02	6,5
		1200	0,46	5,79	6,1
		1000	0,35	4,61	4,7
		800	0,29	3,75	3,4
		600	0,23	2,86	2,4
		400	0,17	2,03	1,9
13	Beton celular autoclavizat (gazbeton):				
	- tip GBC-50	750	0,28	3,57	4,2
	- tip GBN-50	700	0,27	3,39	4,2
	- tip GBN-35	600	0,24	2,96	3,7
	- tip GBN-T; GBC-T	550	0,22	2,71	3,5
14	Produse rigide spumate din cenușă de termocentrală liată cu ciment	500	0,20	2,46	3,1
		400	0,16	1,97	2,6

0	1	2	3	4	5
IV. Mortare					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
15	Mortar de ciment	1800	0,93	10,08	7,1
16	Mortar de var şi ciment	1700	0,87	9,47	8,5
17	Mortar de var	1600	0,70	8,24	5,3
18	Mortar de zgură cu ciment	1400	0,64	7,37	5,7
	1200	0,52	6,15	4,7	
V. Vată minerală şi produse din vată minerală					
Capacitate calorică masică c = 750 J/kg·K					
19	Vată minerală				
	- tip 60	60	0,042	0,37	1,1
	- tip 70	70	0,045	0,41	1,1
20	Saltele din vată minerală:				
	- tip SCI60, SCO60, SPS60	100...130	0,040	0,50	1,3
	- tip SPS 70	120...150	0,045	0,50	1,3
21	Pâslă minerală				
	- tip P40	40	0,043	0,31	1,1
	- tip P60	60	0,040	0,36	1,6
	- tip P90	90	0,040	0,44	2,0
22	Plăci din vată minerală:				
	- tip G100	100	0,048	0,51	2,1
	- tip G140	140	0,040	0,55	2,4
	- tip AP140	120...140	0,044	0,56	2,4
23	Plăci rigide din fibre de bazalt tip PB160	160	0,050	0,66	2,5
VI. Sticlă şi produse pe bază de sticlă					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
24	Sticlă	2500	0,75	10,67	∞
25	Sticlă spongioasă	400	0,14	1,84	28,3
	300	0,12	1,48	28,3	
	140	0,075	0,80	28,3	
26	Vată de sticlă				
	- cal I	80	0,036	0,42	1,1
	- cal II	100	0,041	0,50	1,2
VII. Produse pe bază de ipsos, perlit, diatomit					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
27	Plăci de ipsos	1100	0,41	5,23	6,1
	1000	0,37	4,74	6,5	
28	Plăci de ipsos cu umplutură organică	700	0,23	3,13	3,4
29	Ipsos celular	500	0,18	2,34	1,7
30	Sapă de ipsos	1600	1,03	10,00	11,2
31	Produse termoizolante din diatomit	600	0,22	2,83	-
		500	0,19	2,40	-
32	Plăci termoizolante din perlit liate cu ciment	270	0,16	1,62	1,9
VIII. Pământuri şi umpluturi					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
33	Pământ vegetal în stare umedă	1800	1,16	11,28	-
34	Umplutură din nisip	1600	0,58	7,50	3,9
35	Umplutură din pietriş	1800	0,70	8,74	2,4
IX. Lemn şi produse din lemn					
Capacitate calorică masică c = 2 510 J/kg·K					
36	Pin şi brad				
	- perpendicular pe fibre	550	0,17	4,12	10,4
	- în lungul fibrelor	550	0,35	5,91	2,0
37	Stejar şi fag				
	- perpendicular pe fibre	800	0,23	5,78	11,3
	- în lungul fibrelor	800	0,41	7,71	2,1
38	Placaj încleiat	600	0,17	4,39	28,3
39	Rumeguş	250	0,09	2,02	2,4
40	Plăci termoizolante din talaş, tip STABILIT	400	0,14	3,19	2,4
		300	0,13	2,66	2,4
41	Beton cu agregate vegetale (talaş, rumeguş, puzderie)	800	0,21	5,52	5,3
		600	0,16	4,17	5,0

0	1	2	3	4	5
42	Plăci termoizolante din coajă de răşinoase				
	- tip PACOSIP	750	0,216	5,42	5,3
	- tip IZOTER	350	0,125	2,82	2,4
		270	0,116	2,38	2,1
43	Plăci din fibre de lemn, tip PFL (plăci moi)				
	- plăci S	220...350	0,084	2,08	2,7
	- plăci B şi BA	230...400	0,094	2,32	3,7
44	Plăci aglomerate fibrolemnoase, tip PAF	300	0,084	2,14	2,7
45	Plăci din aşchii de lemn, tip PAL:				
	- termoizolante	350	0,101	2,53	2,8
	- stratificate	650	0,204	1,90	7,1
		550	0,180	4,24	4,3
	- omogene pline	700	0,264	5,79	8,5
		600	0,216	4,85	7,4
		500	0,168	3,90	3,4
	-omogene cu goluri	450	0,156	3,57	2,8
X. Produse termoizolante fibroase de natură organică Capacitate calorică masică c = 1 670 J/kg·K					
46	Plăci aglomerate din puzderie, tip PAP	300	0,101	1,91	3,5
		200	0,086	1,44	3,0
47	Stufit				
	- presat manual	250	0,09	1,65	1,3
	- presat cu maşina	400	0,14	2,60	1,4
48	Plăci din paie	250	0,14	2,05	1,4
		120	0,05	0,85	1,3
49	Saltele din deşeuri textile sintetice, tip vată de tapiţerie	100	0,045	0,74	1,1
XI. Umpluturi termoizolante Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
50	Zgură de cazan	1000	0,35	4,61	3,3
		700	0,26	3,32	2,9
51	Zgură granulată, zgură expandată	1100	0,36	4,90	3,4
		900	0,31	4,11	3,1
	500	0,19	2,40	2,7	
52	Cenuşă şi zgură de termocentrală	650	0,29	3,38	3,0
53	Granulit	900	0,49	5,17	3,0
		500	0,25	2,75	2,1
		300	0,18	1,81	1,7
54	Perlit	200	0,088	1,03	1,7
	100	0,083	0,71	0,9	
55	Diatomit	700	0,25	3,26	-
	500	0,20	2,46	-	
XII. Pietre naturale şi zidărie din piatră naturală Capacitate calorică masică c = 920 J/(kg·K)					
56	Scorie bazaltică	1000	0,26	4,16	-
57	Marmură, granit, bazalt	2800	3,48	25,45	50,7
58	Gresie şi cuartite	2400	2,03	17,99	17,0
59	Pietre calcaroase	2000	1,16	12,42	10,6
	1700	0,93	10,25	8,5	
60	Tuf calcaros	1300	0,52	6,70	4,3
61	Zidărie din pietre de formă regulată, cu densitate aparentă a pietrei de:				
	- 2800 kg/m³	2680	3,19	23,89	30,4
	- 2000 kg/m³	1960	1,13	12,13	9,9
	- 1200 kg/m³	1260	0,51	6,54	4,9
62	Zidărie din pietre de formă neregulată, cu densitate aparentă a pietrei de:				
	- 2800 kg/m³	2420	2,55	20,30	15,5
	- 2000 kg/m³	1900	1,06	11,57	8,7
	- 1200 kg/m³	1380	0,60	7,42	5,3

0	1	2	3	4	5
XIII. Zidărie din cărămizi, blocuri mici și produse din beton celular autoclavizat Capacitate calorică masică c = 870 J/kg·K					
63	Zidărie din cărămizi pline	1800	0,80	9,51	6,1
64	Zidărie din cărămizi cu găuri verticale, tip GVP, cu densitatea aparentă a cărămizilor de:				
	- 1675 kg/m³	1700	0,75	8,95	5,3
	- 1475 kg/m³	1550	0,70	8,26	5,0
	- 1325 kg/m³	1450	0,64	7,64	4,7
	- 1200 kg/m³	1350	0,58	7,02	4,5
	- 1075 kg/m³	1250	0,55	6,57	4,3
	- 950 kg/m³	1150	0,46	5,77	4,1
65	Zidărie din cărămizi de diatomit cu densitatea aparentă a cărămizilor de 1000 kg/m³	1200	0,52	6,26	3,4
66	Zidărie din blocuri mici pline din beton cu agregate ușoare cu densitatea aparentă a blocurilor de:				
	- 2000 kg/m³	1980	1,16	12,02	10,6
	- 1800 kg/m³	1800	0,93	10,26	8,5
	- 1325 kg/m³	1620	0,75	8,72	7,1
	- 1600 kg/m³	1440	0,61	7,43	4,7
	- 1200 kg/m³	1260	0,50	6,29	4,3
	- 1000 kg/m³	1080	0,42	5,34	3,9
67	Zidărie din blocuri din beton celular autoclavizat:				
	- cu rosturi subțiri				
	tip GBN 35	675	0,27	3,38	3,8
	tip GBN 50	775	0,30	3,82	4,3
	- cu rosturi obișnuite				
	tip GBN 35	725	0,30	3,70	3,9
	tip GBN 50	825	0,34	4,20	4,4
68	Fâșii armate din beton celular autoclavizat:				
	tip GBN 35	625	0,25	3,13	3,7
	tip GBN 50	725	0,28	3,57	4,2
XIV. Metale Capacitate calorică masică c = 480 J/kg·K					
69	Oțel de construcții	7850	58	125,6	∞
70	Fontă	7200	50	111,7	∞
71	Aluminiu	2600	220	140,8	∞
XV. Polimeri și spume de polimeri Capacitate calorică masică c = 1 460 J/kg·K					
72	Polistiren celular	20	0,044	0,30	30,0
73	Spume de policlorură de vinil	70	0,05	0,61	3,0
	30	0,05	0,40	3,0	
74	Poliuretan celular	30	0,042	0,36	30,0
XVI. Materiale în suluri Capacitate calorică masică c = 1 460 J/kg·K					
75	Covor PVC				
	- fără suport textil	1800	0,38	8,49	425
		1600	0,33	7,46	425
	- cu suport textil	1600	0,29	7,00	425
		1400	0,23	5,83	425
76	Pânză bitumată, carton bitumat etc.	600	0,17	3,28	STAS 6472/4

Anexa II

Temperaturile medii lunare, t_{ml} [°C] şi anuale, t_a [°C] ale aerului exterior pentru principalele localităţi din România (după STAS - SR 4839/1997)

Nr. crt.	Localitatea	Altitudinea [m]	Luna I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	t_a [°C]
			Temperaturi medii lunare, t_{ml} [°C]												
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Adamclisi	158	-1,2	0,5	4,4	10,3	15,8	19,7	21,6	21,0	17,2	11,5	6,7	1,5	10,8
2	Alba Iulia	281	-3,3	0,3	4,7	10,5	15,5	18,6	20,5	19,7	15,5	9,9	4,0	-0,5	9,6
3	Alexandria	75	-2,7	-1,8	5,0	11,5	16,9	20,5	22,5	21,9	17,9	11,5	5,2	-0,1	10,7
4	Arad	117	-1,8	0,8	5,4	10,9	16,0	19,0	20,8	20,2	16,3	10,7	5,3	0,6	10,4
5	Bacău	184	-3,8	-1,9	2,7	9,6	15,2	18,6	20,0	19,4	15,2	9,4	4,0	-0,9	9,0
6	Baia Mare	216	-2,7	0,0	4,7	10,5	15,4	18,2	19,7	19,0	15,1	10,0	4,8	-0,2	9,5
7	Bârlad	172	-3,3	-1,5	3,2	10,2	15,9	19,2	20,7	20,1	16,2	10,3	4,5	-0,5	9,6
8	Bistriţa	366	-5,0	-2,1	3,1	9,1	14,3	17,0	18,3	17,6	13,5	8,0	3,2	-1,8	7,9
9	Blaj	334	-4,0	-0,7	4,4	9,9	14,7	17,6	19,1	18,7	15,1	9,3	3,8	-1,1	8,9
10	Botoşani	161	-3,8	-2,0	2,7	9,7	15,4	18,6	19,9	19,2	15,2	9,6	4,0	-0,8	9,0
11	Braşov	534	-4,9	-2,5	2,6	8,5	13,3	16,1	17,5	17,0	13,4	7,9	2,8	-1,9	7,5
12	Brăila	15	-1,4	-0,5	4,8	10,9	16,9	20,4	21,9	21,1	17,1	11,0	4,7	-0,7	10,5
13	Bucureşti-Băneasa	92	-2,4	-0,1	4,8	11,3	16,7	20,2	22,0	21,2	16,9	10,8	5,2	0,2	10,6
14	Buzău	96	-2,0	0,1	4,5	11,1	16,7	20,3	22,0	21,4	17,5	11,3	5,4	0,6	10,7
15	Calafat	66	-1,8	0,9	5,7	12,1	17,4	20,8	22,8	22,1	18,1	11,7	5,8	1,1	11,4
16	Caracal	112	-2,3	0,1	5,2	11,7	17,1	20,5	22,5	21,8	17,8	11,4	5,3	0,2	10,9
17	Caransebeş	292	-1,3	1,0	5,2	10,5	15,4	18,2	19,8	19,4	15,9	10,9	5,7	0,9	10,1
18	Călăraşi	19	-1,4	0,7	5,3	11,8	17,0	20,8	22,5	21,7	17,5	11,6	6,2	1,3	11,2
19	Câmpina	461	-2,1	-0,7	3,2	9,2	14,2	17,5	19,0	18,3	14,5	9,0	4,4	0,1	8,9
20	Câmpulung Moldovenesc	659	-4,7	-2,9	0,8	6,5	11,9	15,0	16,4	15,6	12,1	7,0	2,1	-2,2	6,5
21	Câmpulung Muscel	680	-2,6	-1,2	2,5	8,1	12,8	15,9	17,6	17,0	13,4	8,4	3,7	-0,6	7,9
22	Cluj-Napoca	410	-3,6	-1,2	4,0	9,1	14,2	16,7	18,3	17,7	14,1	8,5	2,9	-1,2	8,3
23	Constanţa	13	0,5	1,6	4,6	9,9	15,5	20,0	22,0	21,8	18,3	13,1	8,0	3,2	11,5
24	Craiova	195	-2,3	-0,1	4,7	11,1	16,6	19,8	21,9	21,3	17,4	11,1	5,0	0,1	10,6
25	Curtea de Argeş	448	-2,6	-0,8	3,5	9,4	14,4	17,5	19,2	18,4	14,5	8,7	4,0	-0,4	8,8
26	Dej	232	-2,5	0,8	4,4	10,2	15,7	18,4	19,7	18,5	15,0	8,9	4,5	-0,5	9,4
27	Deva	230	-2,8	0,3	5,2	10,4	15,1	18,0	19,7	19,2	15,5	9,8	4,5	-0,1	9,6
28	Dorohoi	240	-4,3	-2,6	1,9	9,0	15,0	18,0	19,4	18,7	14,9	9,2	3,5	-1,4	8,4
29	Drăgăşani	280	-1,5	0,3	5,0	11,3	16,3	19,5	21,6	21,1	17,5	11,6	5,6	0,7	10,8
30	Făgăraş	428	-5,0	-2,3	3,0	8,7	13,8	16,6	18,1	17,4	13,6	7,9	2,7	-2,0	7,7
31	Focşani	60	-3,8	-1,8	3,5	10,0	15,7	19,2	21,6	20,9	16,7	10,5	4,1	-1,1	9,6
32	Galaţi	71	-2,5	-0,6	4,0	10,8	16,6	20,2	22,0	21,4	17,2	11,1	5,3	0,3	10,5
33	Giurgiu	24	-2,3	0,1	5,4	12,1	17,5	20,9	22,7	21,9	17,6	11,5	5,6	0,5	11,1
34	Griviţa (jud. Ialomiţa)	51	-2,6	-0,5	4,3	11,0	16,8	20,3	21,9	21,1	16,9	10,9	5,1	0,2	10,5
35	Gura Hont (jud. Arad)	177	-2,0	0,9	5,4	10,3	15,4	18,2	19,8	18,8	15,4	10,2	4,9	0,6	9,8
36	Huşi	97	-3,2	-1,5	3,1	10,4	16,4	19,7	21,2	20,6	16,1	10,0	4,4	-0,3	9,7
37	Iaşi	102	-3,7	-1,8	3,0	10,3	16,1	19,2	20,5	19,9	15,9	10,0	4,3	-0,6	9,4
38	Joseni	750	-8,4	-5,7	-0,6	6,0	11,3	14,3	15,7	14,9	11,2	5,4	0,2	-5,0	4,9
39	Lugoj	123	-1,4	1,3	5,6	10,9	15,8	18,7	20,4	19,8	15,9	10,8	5,8	1,0	10,4
40	Mangalia	6	0,9	1,8	4,5	9,5	14,9	19,4	21,5	21,4	18,0	13,0	8,2	3,6	11,4
41	Medgidia	50	0,2	2,0	4,5	10,8	17,0	20,7	22,1	21,5	18,0	11,5	8,7	1,9	11,6
42	Miercurea Ciuc	707	-6,1	-2,0	-1,2	7,2	12,5	15,2	16,5	15,5	11,9	6,2	1,5	-3,8	6,1
43	Odorheiul Secuiesc	525	-4,1	-1,6	-2,9	8,6	13,6	15,8	17,7	16,6	12,9	7,9	3,1	-1,6	7,7
44	Oradea	137	-2,0	0,6	5,2	10,8	15,8	18,7	20,5	19,9	16,1	10,6	5,2	0,4	10,2
45	Oraviţa	20	-0,3	1,8	6,0	11,1	15,9	18,7	20,4	20,3	17,0	12,0	6,6	1,8	10,9
46	Păltiniş-Sibiu	1454	-4,4	-3,9	-1,0	3,4	8,3	11,1	12,8	12,8	9,8	5,9	1,4	-2,4	4,5
47	Petroşani	607	-3,0	-0,8	2,8	7,8	12,6	15,4	17,0	16,4	12,9	8,1	3,4	-0,9	7,6
48	Piatra Neamţ	314	-3,4	-1,8	2,4	9,1	14,6	17,8	19,2	18,7	15,0	9,5	4,0	-0,7	8,7
49	Piteşti	306	-1,9	-0,3	4,1	10,1	15,2	18,6	20,3	19,6	15,9	10,1	4,9	0,3	9,7
50	Ploieşti	177	-2,5	-0,5	4,2	10,6	16,0	19,4	21,1	20,6	16,6	10,5	4,9	0,0	10,1
51	Poiana Stampei	820	-7,4	-5,2	-1,3	4,3	9,7	12,6	14,0	13,5	9,8	4,7	-1,4	-4,9	4,0
52	Predeal	1090	-5,2	-4,1	-0,8	4,5	9,6	12,7	14,2	13,6	10,2	5,4	1,1	-3,1	4,8
53	Râmnicu Sărat	152	-1,8	-0,1	4,3	11,0	16,6	20,1	21,7	21,1	17,0	11,0	5,6	0,8	10,6
54	Râmnicu Vâlcea	243	-1,7	0,5	5,1	11,0	15,8	19,1	20,9	20,1	16,3	10,5	5,3	0,5	10,3
55	Reşiţa	226	-1,1	0,6	5,2	11,4	15,8	19,3	21,5	21,2	17,6	12,1	7,0	1,9	10
56	Satu Mare	123	-3,2	-0,5	4,5	10,2	15,4	18,4	19,9	19,1	15,1	9,5	4,3	-0,3	9,4
57	Sebeş	253	-3,6	-0,5	4,5	10,0	14,9	17,9	19,5	18,9	15,1	8,9	3,8	-0,8	9,1

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
58	Sf. Gh. Deltă	3	-1,2	2,2	4,3	10,6	16,3	20,6	22,2	21,6	18,0	11,7	5,4	2,9	11,4
59	Sibiu	443	-4,0	-1,1	3,8	9,4	14,2	17,1	18,7	18,1	14,4	8,9	3,7	-1,1	8,5
60	Sighișoara	352	-4,3	-1,5	4,5	9,1	14,1	17,1	18,7	17,6	13,8	8,7	2,9	-1,3	8,3
61	Sinaia 1500	1500	-5,4	-5,2	-2,2	2,7	7,6	10,6	12,3	12,1	9,2	4,8	0,5	-3,3	3,6
62	Slatina	165	-2,7	-0,5	4,8	10,9	16,1	19,8	22,1	21,7	17,7	11,7	5,1	0,0	10,6
63	Slobozia	27	-2,7	-0,9	4,7	10,6	16,3	19,9	22,5	21,8	17,7	11,8	5,5	0,2	10,6
64	Suceava	350	-4,7	-3,1	1,2	8,0	13,7	16,7	18,1	17,5	13,8	8,3	2,9	-2,0	7,5
65	Sulina	2	-0,4	0,5	3,6	9,8	15,8	20,4	22,7	22,3	18,6	12,7	7,7	3,0	13,4
66	Timișoara	86	-1,6	1,2	5,8	11,2	16,3	19,4	21,1	20,4	16,5	11,0	5,6	0,8	10,6
67	Târgoviște	296	-2,1	-0,3	4,0	10,2	15,4	18,8	20,6	19,8	15,9	13,5	4,8	0,8	10,1
68	Târgu Jiu	203	-2,3	0,2	5,0	11,0	16,0	19,1	21,0	20,2	16,1	10,1	4,7	-0,2	10,1
69	Târgu Mureș	308	-4,4	-1,4	4,2	10,0	15,0	17,9	19,3	18,7	14,8	9,0	3,8	-1,2	8,8
70	Târgu Neamț	384	-3,2	-1,1	2,5	9,4	15,0	18,0	19,4	18,1	14,2	9,0	3,5	-0,6	8,7
71	Târgu Ocna	243	-2,7	-1,0	3,3	9,8	15,1	18,3	19,8	19,2	15,4	9,8	4,6	-0,1	9,3
72	Târgu Secuiesc	569	-5,8	-3,5	1,4	7,6	12,8	15,7	17,1	16,6	12,9	7,3	2,1	-2,9	6,8
73	Tecuci	57	-3,1	-1,1	3,6	10,5	16,2	19,7	21,2	20,4	16,2	10,2	4,6	-0,3	9,8
74	Tulcea	41	-0,9	0,6	4,4	10,8	16,6	20,6	22,2	21,4	17,0	11,3	6,4	1,7	11,0
75	Turda	424	-4,1	-1,1	3,9	9,5	14,7	17,4	19,0	18,6	15,0	9,4	3,4	-1,5	8,7
76	Turnu Măgurele	31	-2,2	0,3	5,5	12,3	17,6	21,0	22,9	22,0	17,8	11,4	5,4	0,5	11,2
77	Turnu Severin	70	-0,9	1,3	5,9	12,0	17,2	20,6	22,6	22,2	18,2	12,0	6,2	1,5	11,6
78	Urziceni	55	-2,4	-0,4	4,5	11,2	16,9	20,4	22,1	21,3	17,2	10,9	5,1	0,2	10,6
79	Vaslui	120	-2	0,4	3	11,1	17,4	19,9	20,8	19,7	16,7	9,5	5,5	0,7	10,2
80	Vatra Dornei	802	-5,7	-4,0	0,4	5,2	10,5	13,9	15,3	14,4	10,9	6,1	1,2	-4,0	5,4
81	Zalău	295	-2,4	-0,2	4,8	10,2	15,1	17,9	19,6	19,0	15,3	10,2	4,8	-0,1	9,5

Anexa III

Tabelul 2.2.3. Durata, temperatura medie exterioară și limitele perioadei de încălzire. Valoarea gradelor-zile pentru t_i = 20 °C

Nr. crt.	Localitatea	Altitudinea [m]	Durata perioadei de încălzire [zile]	Limitele perioadei de încălzire		Temperatura medie exterioară [°C]	Grade-zile pentru temperatura interioară de 20 °C
				Începe la	Sfârșește la		
0	1	2	3	4	5	6	7
1	Alba Iulia	281	190	08.10	16.04	1,6	3 460
2	Alexandria	75	160	26.10	04.04	2,4	3 150
3	Arad	117	166	22.10	06.04	2,8	3 020
4	Bacău	184	190	09.10	06.04	1,0	3 630
5	Baia Mare	216	176	16.10	10.04	2,5	3 350
6	Bârlad	172	180	16.10	14.04	1,8	3 460
7	Bistrița	366	186	10.10	14.04	2,0	3 850
8	Blaj	334	178	18.10	14.04	1,8	3 530
9	Botoșani	161	186	10.10	14.04	1,0	3 630
10	Brașov	534	196	06.10	20.04	1,4	4 030
11	Brăila	15	166	24.10	08.04	2,2	3 170
12	București	92	174	18.10	10.04	2,3	3 170
13	Buzău	96	168	20.10	06.04	2,4	3 150
14	Calafat	66	162	22.10	02.04	2,6	2 980
15	Caracal	112	160	26.10	04.04	2,4	3 100
16	Caransebeș	292	170	18.10	06.04	2,8	3 180
17	Călărași	19	164	26.10	08.04	2,7	3 010
18	Câmpina	461	170	22.10	10.04	2,4	3 530
19	Câmpulung-Moldovenesc	659	232	24.09	14.05	0,4	4 270
20	Câmpulung-Muscel	680	196	06.10	20.04	1,4	3 820
21	Cluj-Napoca	410	186	10.10	14.04	2,0	3 730
22	Constanța	13	167	01.11	16.04	3,5	2 840
23	Craiova	195	166	20.10	04.04	2,0	3 170
24	Curtea de Argeș	448	196	06.10	20.04	1,4	3 540
25	Deva	230	176	14.10	08.04	2,7	3 300
26	Dorohoi	240	186	10.10	14.04	1,0	3 850
27	Făgăraș	428	190	08.10	16.04	1,5	3 930
28	Focșani	60	176	16.10	10.04	1,7	3 350
29	Galați	71	171	20.10	10.04	1,9	3 190
30	Giurgiu	24	160	26.10	04.04	2,4	3 030
31	Huși	97	190	09.10	06.04	1,0	3 420
32	Iași	102	182	12.10	12.04	1,5	3 510
33	Lugoj	123	160	22.10	06.04	3,5	3 100
34	Mangalia	6	167	01.11	16.04	3,5	2 880
35	Medgidia	50	167	01.11	16.04	3,5	2 960
36	Miercurea Ciuc	707	222	26.09	06.05	0,3	4 250
37	Oradea	137	166	22.10	06.04	2,8	3 150
38	Păltiniș-Sibiu	1454	232	20.09	10.05	0,4	5 170
39	Petroșani	607	204	02.10	24.04	1,9	3 960
40	Piatra-Neamț	314	210	01.10	28.04	2,1	3 560
41	Pitești	306	182	12.10	12.04	2,2	3 420
42	Ploiești	177	170	22.10	10.04	2,4	3 390
43	Predeal	1090	232	20.09	10.05	0,4	5 090
45	Râmnicu-Sărat	152	168	20.10	06.04	2,4	3 170
46	Râmnicu Vâlcea	243	178	18.10	14.04	2,7	3 120
44	Reșița	226	170	18.10	06.04	2,8	2 920
47	Roman	193	190	09.10	06.04	1,0	3 700
48	Satu Mare	123	176	16.10	10.04	2,5	3 370
49	Sf. Gheorghe Deltă	3	172	26.10	16.04	3,2	3 180
50	Sibiu	443	184	12.10	14.04	2,1	3 660
51	Sighișoara	352	190	08.10	16.04	1,3	3 640
52	Sinaia 1500	1500	224	24.09	06.05	1,3	5 650
53	Slatina	165	166	20.10	04.04	2,0	3 200
54	Slobozia	27	164	24.10	06.04	2,0	3 150
55	Suceava	350	186	10.10	14.04	1,0	4 080
56	Sulina	2	172	26.10	16.04	3,2	3 000
58	Târgoviște	296	182	12.10	12.04	2,2	3 390

0	1	2	3	4	5	6	7
57	Timișoara	86	170	20.10	08.04	3,2	3 180
59	Târgu Jiu	203	174	16.10	08.04	2,3	3 390
60	Târgu Mureș	308	190	08.10	16.04	1,6	3 540
61	Târgu Ocna	243	184	13.10	14.04	1,6	3 410
62	Tulcea	41	172	20.10	10.04	2,6	3 070
63	Turda	424	186	10.10	14.04	2,0	3 560
64	Turnu Măgurele	31	164	26.10	08.04	2,7	3 010
65	Turnu Severin	70	158	20.10	02.04	2,8	2 810
66	Urziceni	55	174	18.10	10.04	2,3	3 170
67	Vaslui	120	190	9.10	06.04	1,0	3 570
68	Vatra Dornei	802	232	24.09	14.05	0,4	4 580
69	Zalău	295	186	10.10	14.04	2,0	3 300

Anexa IV

LEGENDA :
zona I: t_e = -12 °C
zona II: t_e = -15 °C
zona III: t_e = -18 °C
zona IV: t_e = -21 °C

Zonarea climatică a României.

Zonarea eoliană a României.

BIBLIOGRAFIE

1. Antonescu, N. şi Caluianu, V.: Cazane şi aparate termice. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1975.
2. Antonescu N: Calculul coşurilor centralelor termice ţinând seama de noile norme internaţionale de protecţia mediului. Colocviul III Naţional pentru Protecţia atmosferei - Bucureşti, nov. 1993.
3. Antonescu N.: Curs procese şi instalaţii de ardere, curs Editura UTCB, 1996.
4. Athanasovici, V., Muşatescu, V., Dumitrescu, S.: Termoenergetica industrială şi termoficare. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1981.
5. Athanasovici, V.: Utilizarea căldurii în industrie, volumul I. Editura Tehnică, Bucureşti, 1995.
6. Beldiman, M.: Contribuţii la optimizarea reglării în sistemele de termoficare alimentând consumatorii cu inerţie termică mică. Teza de doctorat, Institutul Politehnic Bucureşti, 1982.
7. Bernier, J. - La pompe de chaleur, mode d'emploi, tome I, P.Y.C. Edition, 1979.
8. Cadiergues, R: Le comptage de la chaleur. Promoclim. A.1976.
9. Cadiergues, R: Un nouveau procédé de comptage: les systémes métrostatiques. Promoclim B. 1975.
10. Chiriac, F.: Instalaţii frigorifice. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1981.
11. H.L von Cube, Steimle, F. Warmepumpen, Grundlagen und praxis. VDI - Verlag GmbH, Dusseldorf, 1978.
12. Cyssau, R: Regulation. Programation. Optimisation. Q.R - CEGIBAT 1985. Paris.
13. Dinculescu, C., Lecca, A.: Reţele termice şi hidropneumatice. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1968.
14. Duffie I., Beckmann, W.A.: Solar Energy Thermal Processes. J. W. & Sons, New York, 1974.
15. Drăghici, N.N.: Conducte pentru transportul fluidelor. Editura Tehnică, Bucureşti, 1972.
16. Dima, E. Compensatoare lenticulare de dilataţie. Editura Tehnică, Bucureşti, 1976
17. Dumitrescu, L.: Instalaţii sanitare pentru ansamblu de clădiri. Editura Tehnică, Bucureşti, 1980.
18. Ilina, M. ş.a: Instalaţii de încălzire şi reţele termice. Editura Didactica şi Pedagogică, Bucureşti, 1985.
19. Ilina, M. ş.a: Energii neconvenţionale utilizate în instalaţiile din construcţii. Editura Tehnică, Bucureşti, 1987.
20. Ilina, M: Încălzirea locuinţelor cu combustibili clasici. Seria Tehnică la zi. Editura Tehnică, Bucureşti, 1990.
21. Ilina, M. ş.a: Instalaţii de încălzire. Îndrumător de proiectare. Editura Tehnică, Bucureşti, 1992.
22. Kondrat, R. A., Linstroth, R.L.: Heating Distribution Systems and Equipment for UNit Heaters. Handbook of HVAC Design Industrial Press - New York.
23. Lecca, A. ş.a.: Conducte şi reţele termice.Editura Tehnică, Bucureşti, 1974.
24. Lefevre, J.: Comtage des frais de chauffage. Kempes Editeur, Gladenbach, 1986.
25. Lificiu, P.: Centrale termice Buderus. Rev. Instalatorul nr.2/1998, Bucureşti.
26. Luţă, C: Încălzirea grupurilor mici de locuinţă. Editura Tehnică, Bucureşti, 1978.
27. Moţit, M.: Contoare. Editura Artecno Bucureşti SRL, 1997.
28. Niculescu, N., Ilina, M., Bandrabur, C., Beldiman, M., Crăciun, M.: Instalaţii de încălzire şi reţele termice. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1985.
29. Niculescu, N. ş.a.: Instalaţii de ventilare şi climatizare. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1982.
30. Petrescu, A., Beldiman, M., Furtunescu, H.: Utilizarea apei fierbinţi pentru încălziri centrale. Editura Tehnică, Bucureşti, 1981.
31. Petrescu, A., Duţă, Gh., Vasilescu, P.: Instalaţii de încălzire în ansamblu de clădiri. Editura Tehnică, Bucureşti, 1966.
32. Petrescu, A., Duţă, Gh., Vasilescu, P.: Încălzirea clădirilor industriale. Editura Tehnică, Bucureşti, 1981.
33. Recknagel, Sprenger: Taschenbuch fur Heizung Luftung und Klimoteknik. Editura 58, Editura Oldenbourg, Munchen-Wien 1980.
34. Rietchel, H., Raiss, W.: Traite de chauffage et de climatisation, Paris, Dunod, 1974.
35. Ţopa, N., Balcu, M., Beldiman, M. ş.a.: Studiu şi măsurări privind solicitările mecanice ale conductelor termice preizolate cu spumă rigidă de poliuretan, 1997.
36. Vintilă, Şt. ş.a.: Instalaţii sanitare şi de gaze. Editura Didactică şi Pedagogică, R.A. - Bucureşti, 1995.

*** STAS 1907/90 - Instalaţii de încălzire. Necesarul de căldură de calcul.

*** Normativ privind calculul coeficienţilor globali de izolare termică la clădirile de locuit - C 107/1.

*** Normativ privind calculul coeficienţilor globali de izolare termică la clădiri cu altă destinaţie decât cele de locuit - C 107/2.

*** Normativ privind calculul termodinamic al elementelor de construcții ale clădirilor - C 107/3.
*** Ghid pentru calculul performanțelor termodinamice ale clădirilor de locuit - C 107/4.
*** Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcții în contact cu solul - C 107/5.
*** Co. S.T. I.C. Manuel de la regulation et de la gestion de l'energie. PYC. Edition, Paris, 1996.
*** Dimensionarea corpurilor de încălzire. Prescripții generale. STAS 1797/1.
*** Fizica construcțiilor. Hidrotermica. Parametrii climatici exteriori. STAS 7462/2.
*** Fizica construcțiilor. Termotehnica. Comportarea elementelor de construcții la difuzia vaporilor de apă. Prescripții de calcul. STAS 6472/4.
*** Fizica construcțiilor. Proiectarea termotehnică a elementelor de construcții cu punți termice. STAS 6472/6.
*** Fizica construcțiilor. Termotehnica. Calculul permeabilității la aer a elementelor și materialelor de construcții. STAS 6472/7.
*** Fizica construcțiilor, ambianțe termice moderate. Determinarea indicilor PMV și PPD și nivelele de performanță pentru ambianțe. STAS 13149.
*** Suprafața echivalentă termic a corpurilor de încălzire. STAS 1911984.
*** Instrucțiuni tehnice pentru proiectarea automatizării instalațiilor din centrale și puncte termice I. 36 - 93.
*** Normativ pentru proiectarea și executarea instalațiilor de încălzire centrală I. 13 - 94.
*** ormativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire. I 13/1 - 96.
*** Legea privind calitatea în construcții 10/95.
*** Hotărâre privind contorizarea apei și a energiei termice la consumatori urbani, instituții și agenți economici. HG. 349/1993.
*** Instrucțiuni de proiectare a instalațiilor de automatizare pentru centrale și puncte termice. I - 36.

